



**TUGAS AKHIR - ME234802**

# **OPTIMASI DESAIN *MULTI STAGES PLANETARY GEAR* UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT**

**AJI NURHIDAYAH**

**NRP 5019201091**

Dosen Pembimbing

**Irfan Syraif Arief, S.T., M.T.**

**NIP 196912251997021001**

**Ir. Amiadji, M.Sc**

**NIP. 196103241988031001**

**Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

Tahun 2024



**TUGAS AKHIR - ME234802**

**OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR  
UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA GELOMBANG LAUT**

**AJI NURHIDAYAH**

**NRP 5019201091**

Dosen Pembimbing

**Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.**

**NIP 196912251997021001**

**Ir. Amiadji, M.Sc**

**NIP. 196103241988031001**

**Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024

# LEMBAR PENGESAHAN

## OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT

### TUGAS AKHIR



Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
Memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan  
Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **AJI NURHIDAYAH**

NRP. 5019201091

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:

Tanda Tangan

Kepala Departemen

: **Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D**

NIP

: 197903192008011008

Tanggal

: **5 - Agustus 2024**

**SURABAYA**

**JULI, 2024**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# LEMBAR PENGESAHAN

## OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT

### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
Memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan  
Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **AJI NURHIDAYAH**

NRP. 5019201091

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

Pembimbing

2. Ir. Amiadji, M.Sc

Ko-pembimbing

3. Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.

Penguji

4. Sunarsih, S.T., M.Eng., Ph.D.

Penguji

**SURABAYA**

**Juli, 2024**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Aji Nurhidayah / 5019201091  
Program studi : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing / NIP : 1. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.  
2. Ir. Amiadji, M.Sc

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 31 Juli 2024

Mahasiswa



Aji Nurhidayah  
NRP.5019201091

Mengetahui  
Dosen Pembimbing 1



Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.  
NIP. 196912251997021001

Mengetahui  
Dosen Pembimbing 2



Ir. Amiadji, M.Sc  
NIP. 196103241988031001

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



# ABSTRAK

## OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT

**Nama Mahasiswa / NRP** : Aji Nurhidayah / 5019201091  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS  
**Dosen Pembimbing** : 1. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

### Abstrak

Potensi besar energi laut di Indonesia dapat menjadi solusi. Energi laut adalah sumber daya energi terbarukan yang berasal dari fenomena laut seperti gelombang, arus laut, suhu air laut, dan pasang surut. Penelitian ini mengeksplorasi pemanfaatan energi gelombang laut melalui Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut (PLTGL) dengan sistem pendulum yang mengubah gerakan akibat gelombang laut menjadi energi listrik. Salah satu sistem transmisi yang andal dan efisien untuk digunakan adalah multi-stage planetary gear. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis penggunaan planetary gear untuk meningkatkan putaran (RPM) dalam konversi energi gelombang laut menjadi energi listrik, mengobservasi tipe planetary gear yang dapat digunakan, merancang planetary gear untuk kebutuhan increasing gearbox, serta menganalisis rancangan multi-stage planetary gear yang optimal dengan mempertimbangkan perubahan RPM dan torsi. Hasil penelitian menunjukkan bahwa planetary gear dapat meningkatkan nilai putaran sebesar 27 kali dari 15 RPM menjadi 405 RPM. Desain multi-stage planetary gear yang digunakan memiliki rasio 1:3 dengan carrier sebagai input, planet gear sebagai mediator, dan sun gear sebagai output. Desain ini memiliki jumlah gigi pada ring, planet, dan sun gear masing-masing sebanyak 80, 40, dan 20 gigi, serta modul pada tahap pertama, kedua, dan ketiga masing-masingnya 2,5; 2; dan 1,5. Nilai poros berdiameter antara 8 mm hingga 35 mm dan life rating pada bearing di atas 2 tahun. Efisiensi desain ini mencapai 98,3%, lebih tinggi dari desain sebelumnya yang memiliki efisiensi 97,8%.

**Kata kunci:** *PLTGL, Planetary Gear, RPM, Efisiensi.*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# ABSTRACT

## MULTI STAGES PLANETARY GEARBOX DESIGN OPTIMIZATION FOR OCEAN WAVE POWER PLANT

**Student Name / NRP** : Aji Nurhidayah / 5019201091  
**Department** : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS  
**Advisor** : 1. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

### Abstract

The significant potential of ocean energy in Indonesia can be a solution. Ocean energy is a renewable resource derived from oceanic phenomena such as waves, currents, seawater temperature, and tides. This study explores the utilization of wave energy through a Wave Power Plant (PLTGL) using a pendulum system that converts the motion caused by ocean waves into electrical energy. One reliable and efficient transmission system for this application is the multi-stage planetary gear. This research aims to analyze the use of planetary gears to increase rotational speed (RPM) in the conversion of wave energy to electrical energy, observe the types of planetary gears that can be used, design the selected type of planetary gear to meet the needs of the increasing gearbox, and analyze the optimal design of multi-stage planetary gear considering changes in RPM and torque. The study results show that planetary gears can increase the rotational speed by 27 times, from 15 RPM to 405 RPM. The designed multi-stage planetary gear has a ratio of 1:3 with the carrier as the input, the planet gear as the mediator, and the sun gear as the output. This design features 80, 40, and 20 teeth on the ring, planet, and sun gears respectively, and module sizes of 2.5, 2, and 1.5 for the first, second, and third stages. The shaft diameters range from 8 mm to 35 mm, with a bearing life rating exceeding 2 years. The design efficiency reaches 98.3%, higher than the previous design's efficiency of 97.8%.

**Keywords:** *PLTGL, Planetary Gear, RPM, Efficiency..*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan hikmat-Nya yang senantiasa diberikan kepada penulis, sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul “OPTIMASI DESAIN MULTI STAGES PLANETARY GEAR UNTUK GEARBOX SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GELOMBANG LAUT”. Penulisan tugas akhir ini dilakukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Selama proses masa studi dan pengerjaan tugas akhir, terdapat beberapa kendala, namun dengan adanya bantuan dan dukungan dari berbagai pihak, kendala tersebut dapat diatasi, oleh karena itu penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih kepada:

1. Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan Rahmat dan Hidayah-Nya sehingga saya bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Heri Krismahadi dan Ibu Rodikyah Puji Kusuma selaku orang tua dari penulis yang senantiasa memberikan doa, dukungan baik secara materiil dan formil kepada penulis.
3. Bapak Irfan Syarief Arief, S.T., M.T. dan Bapak Ir. Amiadji, M.Sc. selaku dosen pembimbing tugas akhir. Terima kasih atas segala arahan, bimbingan, dan saran yang diberikan selama pengerjaan tugas akhir.
4. Bapak Dr. Nurhadi Siswanto, S.T., M.T. selaku Dosen Wali yang selalu memberikan arahan dan motivasi selama penulis menempuh Pendidikan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
5. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS, beserta seluruh dosen, staff, dan manajemen.
6. Teman-teman MMD yang selalu membantu, mendukung, menghibur, serta memberikan semangat kepada penulis.
7. Teman-teman seperjuangan Kancaprana’20 P-60 yang telah menemani dan memberikan dukungan selama masa perkuliahan hingga menyelesaikan tugas akhir.
8. Semua pihak yang tidak bisa disebutkan satu-satu karena telah bersedia untuk membantu berdiskusi, bertukar ide, gagasan, dan pemikiran selama pengerjaan tugas akhir.
9. *Last but not least, I want to thank me for doing all this hard work. This thesis is proof that I’m capable of successfully completing what I have started.*

Akhir kata, penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam proses pengerjaan tugas akhir ini sehingga penulis berharap kritik dan saran yang membangun dari pembaca. Semoga skripsi ini bisa bermanfaat bagi penulis maupun pembaca.

Surabaya, 31 Juli 2024  
Penulis

Aji Nurhidayah  
5019201091

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR .....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Manfaat.....	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Pendahuluan .....	5
2.2 Hasil Penelitian Terdahulu .....	5
2.3 Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut- Sistem Bandul (PLTGL-SB)....	7
2.4 Roda Gigi Lurus .....	7
2.4.1 Istilah Pada Roda Gigi .....	8
2.4.2 Prinsip Dasar Roda Gigi.....	8
2.4.3 Formulasi dalam roda gigi .....	9
2.5 <i>Planetary gear</i> .....	10
2.5.1 Jenis-jenis <i>planetary gear</i> .....	10
2.5.2 Kondisi-kondisi pada <i>planetary gear</i> .....	13
2.5.3 Planet Load Sharing .....	14
2.5.4 Konfigurasi Transmisi <i>Planetary Gear</i> .....	15
2.5.5 <i>Multi Stage Planetary Gear</i> .....	16
2.6 Poros .....	16
2.6.1 Gaya yang Bekerja pada Poros .....	17
2.6.2 Tegangan yang terjadi pada poros.....	17
2.7 Bearing .....	18

2.7.1	Jenis-jenis Bearing .....	18
2.7.2	Rumus Dasar Bearing .....	19
2.8	<i>Planetary Gear Losses</i> .....	20
2.8.1	Perhitungan Efisiensi Dasar .....	20
2.8.2	Kehilangan Daya pada Proses Meshing Roda Gigi .....	20
2.9	Onshape .....	21
2.10	Rhino .....	22
BAB 3	METODOLOGI .....	23
3.1	Diagram Alir .....	23
3.1.1	Perumusan Masalah .....	24
3.1.2	Studi Literatur .....	24
3.1.3	Pengumpulan Data .....	24
3.1.4	Perencanaan <i>Planetary gear</i> .....	24
3.1.5	Perancangan <i>Planetary Gear</i> .....	24
3.1.6	Pembuatan desain <i>planetary gear</i> .....	24
3.1.7	Perhitungan nilai efisiensi .....	24
3.1.8	Kesimpulan dan saran .....	25
3.2	Jadwal Penelitian .....	25
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN .....	27
4.1	Perencanaan Planetary Gear .....	27
4.1.1	Analisa kebutuhan generator .....	27
4.1.2	Analisa dimensi <i>planetary gear</i> .....	27
4.1.3	Analisa Rancangan <i>Planetary Gear</i> .....	28
4.2	Perancangan Planetary Gear .....	28
4.2.1	Analisa Beban Pendulum .....	28
4.2.2	Penentuan Spesifikasi Planetary Gear .....	31
4.2.3	Penentuan Spesifikasi Poros .....	38
4.2.4	Penentuan Spesifikasi Poros .....	58
4.2.5	Bearing yang digunakan pada planetary gear .....	61
4.3	Hasil Desain Planetary Gear .....	62
4.3.1	Proses Modeling Planetary Gear .....	62
4.3.2	Proses Modeling Casing Planetary Gearbox .....	63
4.3.3	Proses Assembly Planetary Gearbox pada PLTGL .....	64
4.4	Perhitungan Efisiensi <i>Planetary Gearbox</i> .....	64
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN .....	67



5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA .....	69
LAMPIRAN.....	70
BIODATA PENULIS .....	105

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Kapasitas Pembangkit Per Jenis Bahan Bakar (Our World in Data, 2020) .....	1
Gambar 1. 2 Potensi Energi Terbarukan Laut Indonesia (Validnews, 2018).....	2
Gambar 1. 3 Grafik Perbandingan Sudut Bandul dengan Putaran (RPM) yang Dihasilkan Berdasarkan Tebal Pemberat Planet Gear, Zeno (2013).....	3
Gambar 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut – Sistem Bandul (Dokumentasi Pribadi, 2023) 7	
Gambar 2. 2 Komponen roda gigi lurus (Otoclass, 2020).....	8
Gambar 2. 3 sun, ring, planets (benchtrophybrid.com, 2013) .....	11
Gambar 2. 4 Two suns, two planets (benchtrophybrid.com, 2013) .....	11
Gambar 2. 5 Two rings, two suns (benchtrophybrid.com, 2013).....	11
Gambar 2. 6 sun, ring, two planets (benchtrophybrid.com, 2013) .....	12
Gambar 2. 7 sun, ring, three planets (benchtrophybrid.com, 2013) .....	12
Gambar 2. 8 Two rings, multi planets (benchtrophybrid.com, 2013).....	13
Gambar 2. 9 Two suns, and multi planets (benchtrophybrid.com, 2013).....	13
Gambar 2. 10 Komponen <i>Planetary gear</i> (Daihatsu, 2022).....	14
Gambar 2. 11 <i>Planetary gearbox</i> pada PLTGL (Dokumentasi Pribadi, 2023) .....	14
Gambar 2. 12 <i>Multi Stage Planetary Gear</i> (Aiqiang Zhang, 2016) .....	16
Gambar 2. 13 Journal Bearing (Otoclass, 2020) .....	18
Gambar 2. 14 Ball Bearing (Otoclass, 2020).....	19
Gambar 2. 15 Friction Loss .....	20
Gambar 2. 16 Onshape (Onshape, 2023).....	22
Gambar 2. 17 Rhinoceros (Rhino3d.com, 2024).....	22
Gambar 3. 1 Flowchart .....	23
Gambar 3. 1 Flowchart .....	23
Gambar 4. 1 Kebutuhan Rotasi dan Dimensi <i>Planetary Gear</i> .....	27
Gambar 4. 2 Rancangan <i>Planetary Gear</i> .....	28
Gambar 4. 3 Penimbangan Bandul .....	29
Gambar 4. 4 Gaya Pada Pendulum.....	29
Gambar 4. 5 Gaya Sumbu Horizontal Poros 1 .....	39
Gambar 4. 6 Gaya Sumbu Vertikal Poros 1 .....	40
Gambar 4. 7 Gaya Sumbu Horizontal Poros 2 .....	42
Gambar 4. 8 Gaya Pada Sumbu Vertikal Poros 2 .....	43

Gambar 4. 9 Gaya Sumbu Horizontal Poros 3 .....	45
Gambar 4. 10 Gaya Sumbu Vertikal Poros 3.....	46
Gambar 4. 11 Gaya Sumbu Horizontal Poros 4 .....	48
Gambar 4. 12 Gaya Sumbu Vertikal Poros 4.....	48
Gambar 4. 13 Gaya Sumbu Horizontal Poros 5 .....	50
Gambar 4. 14 Gaya Sumbu Vertikal Poros 5.....	51
Gambar 4. 15 Gaya Horizontal Poros 6 .....	53
Gambar 4. 16 Gaya Vertikal Poros 6.....	54
Gambar 4. 17 Gaya Horizontal Poros 7 .....	56
Gambar 4. 18 Gaya Vertikal Poros 7.....	56
Gambar 4. 19 Rangkaian Planetary Gear .....	62
Gambar 4. 20 Casing Planetary Gearbox .....	63
Gambar 4. 21 Tampak Casing Terbuka Planetary Gearbox .....	63
Gambar 4. 22 Assembly Planetary Gearbox .....	64

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu .....	5
Tabel 2. 2 Kondisi-Kondisi pada <i>Planetary gear</i> .....	14
Tabel 3. 1 Jadwal Penelitian .....	25
Tabel 4. 1 Kebutuhan RPM <i>Planetary Gear</i> .....	27
Tabel 4. 2 Beban Pendulum .....	29
Tabel 4. 3 Gaya Pada Pendulum .....	29
Tabel 4. 4 Torsi Pada Pendulum .....	30
Tabel 4. 5 Daya Akibat Pendulum .....	31
Tabel 4. 6 Daya Total Akibat Dua Pendulum .....	31
Tabel 4. 7 Rasio <i>Planetary gear</i> .....	32
Tabel 4. 8 Kecepatan Anguler Gear .....	33
Tabel 4. 9 Standart Modul (Mott, 2004) .....	34
Tabel 4. 10 Standard Ukuran Gigi (Arafiq, 2012) .....	34
Tabel 4. 11 Diametral pitch .....	35
Tabel 4. 12 Diameter Gear .....	35
Tabel 4. 13 Gaya pada carrier .....	36
Tabel 4. 14 Gaya pada planet gear .....	36
Tabel 4. 15 Gaya pada Sun Gear .....	37
Tabel 4. 16 Dynamic Load Gear .....	37
Tabel 4. 17 Kebutuhan Spesifikasi Gear .....	38
Tabel 4. 18 Spesifikasi Gear yang Dilpilih .....	38
Tabel 4. 19 Shaft property S1 .....	39
Tabel 4. 20 Gear property S1 .....	39
Tabel 4. 21 Shaft Property S2 .....	41
Tabel 4. 22 Gear Property S2 .....	41
Tabel 4. 23 Shaft Property S3 .....	44
Tabel 4. 24 Gear Property S3 .....	44
Tabel 4. 25 Shaft Property S4 .....	47
Tabel 4. 26 Gear Property S4 .....	47
Tabel 4. 27 Shaft Property S5 .....	50
Tabel 4. 28 Gear Property S5 .....	50
Tabel 4. 29 Shaft Property S6 .....	52

Tabel 4. 30 Gear Property S6 .....	53
Tabel 4. 31 Shaft Property S7.....	55
Tabel 4. 32 Gear Property S7 .....	55
Tabel 4. 33 Spesifikasi Shaft Pada <i>Planetary Gearbox</i> .....	58
Tabel 4. 34 Spesifikasi Bearing.....	62

# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

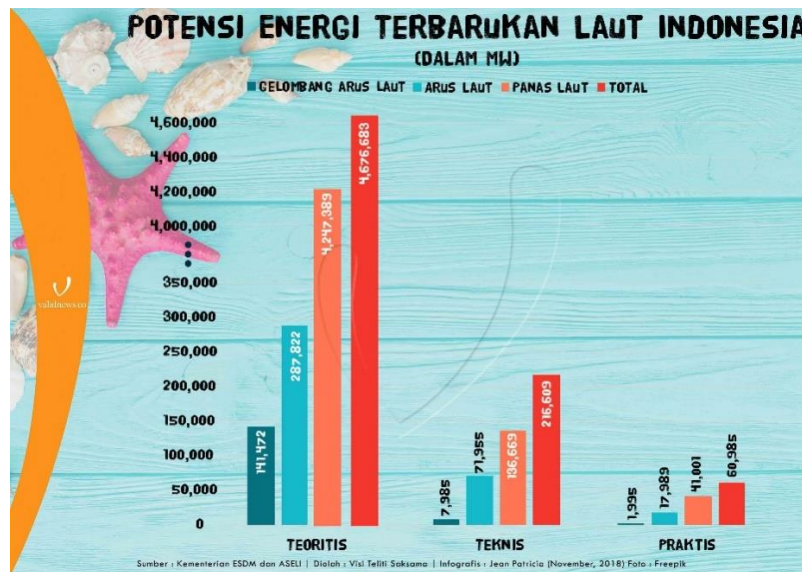
Indonesia merupakan salah satu negara yang sangat bergantung pada pembangkit listrik berbasis bahan bakar fosil, seperti batu bara, minyak, dan gas alam. Hal ini dapat dilihat dari presentase penggunaan pembangkit berbahan bakar fosil yang mencapai 87,2% pada tahun 2018. Diversifikasi sumber energi menjadi penting untuk mengurangi ketergantungan ini dan memitigasi dampak negatifnya terhadap lingkungan. Dengan melihat Indonesia secara geografis, Indonesia merupakan salah satu negara yang memiliki wilayah laut yang sangat luas, dan berada di antara samudera Hindia dan Samudera Pasifik. Dengan adanya keunggulan geografis tersebut, menciptakan potensi besar untuk menggunakan pembangkit listrik energi laut sebagai pengganti pembangkit berbahan fosil nantinya.



Gambar 1.1 Kapasitas Pembangkit Per Jenis Bahan Bakar (Our World in Data, 2020)

Energi laut merupakan sumber daya energi terbarukan yang berasal dari berbagai fenomena di laut, seperti gelombang, arus laut, suhu air laut, dan pasang surut. Tipe energi konversi untuk mengubah energi laut menjadi energi listrik dapat mencakup berbagai teknologi. Berdasarkan penelitian yang dilakukan pada tahun 2018, teridentifikasi bahwa potensi Secara teoritis, akumulasi ketiganya adalah sebesar 4.676.683 megawatt (MW). Sementara itu, potensi teknisnya hanya 216.609 MW dan praktisnya 60.985 MW saja. Namun, pemanfaatan energi gelombang laut masih lebih rendah jika dibandingkan dengan dengan energi laut lainnya. teridentifikasi bahwa potensi Secara teoritis, akumulasinya hanyalah adalah sebesar 141.472 megawatt (MW). Sementara itu, potensi teknisnya hanya 7.985 MW dan praktisnya 1.995 MW.

Pentingnya potensi energi gelombang laut ini telah mendorong banyak penelitian untuk memahami dan mengoptimalkan pemanfaatannya sebagai sumber energi listrik. Pembangkit listrik tenaga gelombang laut (PLTGL) menjadi salah satu alternatif yang menarik untuk dikembangkan, seiring dengan upaya mencari solusi pengganti sumber daya energi konvensional.



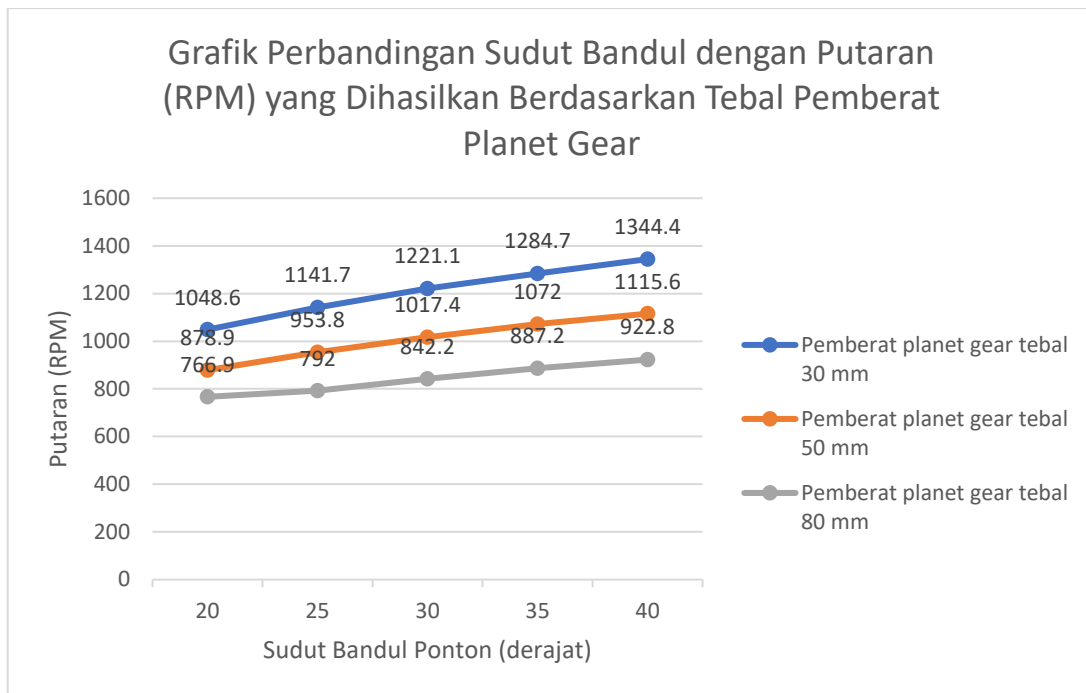
Gambar 1. 2 Potensi Energi Terbarukan Laut Indonesia (Validnews, 2018)

Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut (PLTGL) secara umum memiliki 4 komponen utama, yaitu : energi gelombang laut, sistem konverter yang merubah energi gelombang menjadi energi mekanik, sistem transmisi, dan juga generator listrik .Untuk memanfaatkan energi gelombang laut sebagai sumber energi terbarukan, maka dibutuhkan konversi energi yang berfungsi untuk mengubah energi yang berasal dari gerakan akibat gelombang laut menjadi energi listrik. Salah satu konversi energi yang dapat digunakan adalah dengan menggunakan sistem pendulum yang kemudian ditransmisikan menjadi gerakan rotary satu arah menuju generator.

Sistem pendulum ini dirancang untuk bergerak sejalan dengan gerakan gelombang laut. Dengan demikian, ponton akan bergerak mengikuti pola ombak, membentuk kemiringan yang meniru karakteristik gelombang laut. Kemiringan ini kemudian memicu gerakan pendulum yang menghasilkan gerakan bolak balik. Gaya akibat gerakan tersebut yang akan dikonversi menjadi gerakan rotasi dan ditransmisikan menuju generator. Namun, tingkat daya yang dihasilkan dalam sistem pendulum ini memiliki tingkat torsi yang tinggi dengan putaran rendah. Oleh karena itu, dilakukan perancangan sistem transmisi yang dapat meningkatkan putaran sehingga dapat menghasilkan energi listrik dengan lebih efisien.

Salah satu sistem transmisi yang andal dan efisien untuk digunakan sebagai peningkat putaran pada sistem pendulum ini adalah dengan menggunakan *muti stages planetary gear*. *Multi stages planetary gear* memiliki keunggulan berupa reduksi beban pada tiap tahapannya. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Zeno (2013), semakin kecil tebal pemberat planet gear, semakin tinggi RPM yang dihasilkan. Hal ini dikarenakan planet gearnya semakin ringan sehingga putaran semakin tinggi.





Gambar 1. 3 Grafik Perbandingan Sudut Bandul dengan Putaran (RPM) yang Dihasilkan Berdasarkan Tebal Pemberat Planet Gear, Zeno (2013).

Dengan memanfaatkan keunggulan multi stages planetary gear dimana beban pada tiap tahap dapat direduksi sehingga desain multi stage planetary gear dapat dioptimalkan sehingga dapat menghasilkan nilai RPM yang lebih besar. Sehingga pada tugas akhir ini akan dilakukan optimasi desain pada multi stages planetary gear sebagai sistem transmisi pada pembangkit listrik tenaga gelombang laut-sistem bandul (PLTGL-SB) sehingga dapat menghasilkan nilai putaran yang lebih besar dan dapat meningkatkan efisiensi dari PLTG-SB.

## 1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan utama yang akan dijawab dalam penelitian ini adalah :

1. Bagaimana rancangan gearbox yang dapat digunakan untuk menaikkan putaran (RPM) untuk memenuhi kebutuhan putaran poros dalam mengonversi energi gelombang laut menjadi energi Listrik.
2. Tipe planetary gear apa saja yang digunakan untuk menaikkan RPM
3. Bagaimana merancang planetary gear sesuai dengan tipe yang telah dipilih untuk memenuhi kebutuhan *increasing gearbox*
4. Bagaimana mengoptimalkan rancangan planetary gear dengan mempertimbangkan perubahan RPM dan torsi yang berpengaruh terhadap desain *multi stage planetary gear*

## 1.3 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini, data input putaran adalah 15 rpm dengan dimensi panjang lengan bandul adalah 1.75 m dan berat maksimum bandul 500 kg. Proses analisa dilakukan dengan eksperimen melalui alat pembangkit listrik tenaga gelombang sistim

bandul yang telah dibuat pada workshop laboratorium Marine Manufacturing and Design serta dengan menggunakan simulasi dengan menggunakan aplikasi MDSolid.

Tugas akhir ini menggunakan beberapa batasan masalah dengan tujuan agar tugas akhir tetap terarah. Berikut adalah batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini:

1. Penelitian dilakukan dengan berdasarkan PLTGL-SB.
2. Perhitungan pembebanan meliputi roda gigi, poros, dan bearing.
3. Pembuatan desain 3D dengan menggunakan Rhinoceros.

#### **1.4 Tujuan**

Tujuan dari diadakannya penelitian ini adalah :

1. Menganalisa rancangan gearbox untuk menaikkan putaran (RPM) pada konversi energi gelombang laut menjadi energi listrik.
2. Melakukan observasi mengenai tipe planetary gear yang dapat digunakan untuk menaikkan RPM
3. Melakukan perancangan planetary gear dengan tipe yang telah dipilih untuk memenuhi kebutuhan *increasing gearbox*
4. Melakukan dan menganalisa rancangan *multi stages planetary gear* yang optimal dengan mempertimbangkan perubahan RPM dan torsi

#### **1.5 Manfaat**

Rancangan optimasi pembebanan *planetary gear* pada pembangkit listrik tenaga gelombang sistim bandul ini memberikan beberapa manfaat:

1. Membantu mengoptimalkan pembangkit listrik tenaga gelombang sistim bandul yang akan diaplikasikan nantinya.
2. Memberikan pandangan karya ilmiah yang berhubungan dengan pembangkit listrik tenaga gelombang sistim bandul dan *planetary gear*.
3. Referensi untuk penelitian selanjutnya mengenai *planetary gear* dan pembangkit listrik tenaga gelombang sistim bandul.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Pendahuluan

Pembangkit listrik tenaga gelombang laut merupakan fasilitas yang dirancang untuk mengonversi energi gelombang laut menjadi energi listrik. Metode umum untuk pembangkit gelombang laut melibatkan pemanfaatan gerakan air laut untuk menggerakkan turbin atau perangkat lain yang dapat menghasilkan listrik. Pembangkit listrik ini bekerja menggunakan sistem bandul dengan melibatkan penggunaan osilasi atau gerakan bergantian bolak-balik dari pendulum. Daya yang dihasilkan oleh pendulum memiliki torsi yang besar, namun memiliki kecepatan putaran yang rendah, sehingga dibutuhkan sistem transmisi yang dapat meningkatkan kecepatan putaran yang akan ditransmisikan menuju generator. Planetary gear merupakan salah satu sistem transmisi yang memiliki nilai efisiensi yang tinggi, sehingga tepat untuk digunakan sebagai sistem transmisi pada pembangkit listrik tenaga gelombang laut dengan sistem bandul.

Pada penelitian ini, peneliti akan melakukan modifikasi pada desain sistem planetary gear dimana planetary gear yang dimaksud adalah planetary gear tiga tahap yang digunakan pada pembangkit listrik tenaga gelombang laut sistem bandul. Penelitian ini dilakukan dengan melakukan eksperimen guna mengetahui daya input pada planetary gear. Percobaan dilakukan menggunakan bandul dengan berat maksimum 409,8 kg, dengan Jarak titik berat 0,465 m dari titik pusat dan dengan variasi kemiringan 20°, 25°, 30°, 35° dan 40°. Hasil yang diharapkan dari percobaan tersebut adalah mengetahui nilai torsi dan putaran yang dihasilkan oleh pendulum yang menjadi input dari penelitian ini. Untuk penelitian ini, diperlukan pemahaman tentang sistem dan komponen planetary gear, sehingga penjelasan tentang hal-hal yang berkaitan dengan penelitian ini dapat dilihat pada bagian 2.2 dan seterusnya.

### 2.2 Hasil Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian yang terkait secara langsung ataupun tidak langsung dengan penelitian yang sedang dilakukan terdapat dalam tabel sebagai berikut:

Tabel 2. 1 Penelitian Terdahulu

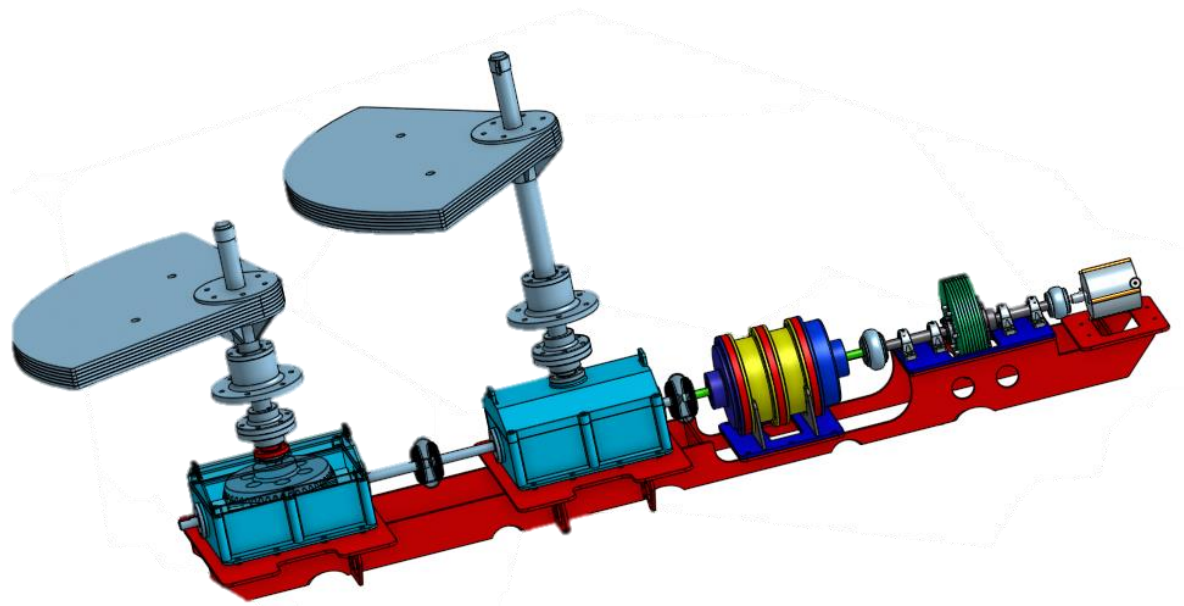
No.	Nama	Tahun	Judul	Keterangan
1.	Dein Shaw, et al	2014	Efficiency Analysis and Controller Design of a Continuous Variable Planetary Transmission for a CAES Wind Energy System	Penelitian ini mengusulkan sebuah sistem penyimpanan energi angin dengan menggunakan Compressed Air Energy Storage (CAES) yang terdiri dari beberapa komponen kunci, termasuk kincir angin, transmisi planetary variabel kontinu (CVP), roda gila, kopling, kompresor bolak-balik, dan tangki udara. Pengendali sistem dapat menyesuaikan rasio roda gigi sesuai dengan kecepatan angin dan rotasi flywheel. Dengan

				desain pengendali yang tepat untuk mengatur rasio roda gigi, flywheel dapat dengan efisien mencapai kecepatan rotasi yang diperlukan untuk mengompres udara ke dalam tangki dengan cepat.
2.	Zeno	2013	Perancangan Sistem Transmisi untuk Penerapan Energi Laut	Dalam penelitian ini, dilakukan perancangan sistem transmisi yang akan diterapkan pada pembangkit energi laut. Tujuan dari perancangan ini adalah untuk menghasilkan desain planetary gear dengan pemberat pada ketiga planet gear-nya, yang diharapkan mampu menghasilkan putaran output yang tinggi. Selain itu, perancangan juga melibatkan konstruksi gear dan poros berdasarkan analisis tegangan untuk memastikan keandalan sistem.
3.	Moh. Wahyu Firmansyah	2015	Studi Eksperimen Planetary Gear untuk Penerapan Energi Laut	Dalam proyek akhir ini, penelitian dilakukan untuk menginvestigasi dampak ketebalan pemberat pada planetary gear terhadap putaran yang dihasilkan, dengan memperhatikan secara menyeluruh komponen pendukungnya.
4.	Aan Agus Hendrianto	2019	Perancangan Mekanisme Sistem Transmisi Gearbox pada Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut	Dalam penelitian ini, akan dilakukan perhitungan dan perancangan mekanisme transmisi gearbox planetary gear sebagai perangkat pengurang kecepatan (speed reducer) pada pembangkit listrik tenaga arus laut. Hal ini diperlukan karena kecepatan putaran yang tepat pada generator merupakan syarat penting agar energi listrik yang dihasilkan sesuai dengan standar yang dibutuhkan.
5.	Reza Ramadhana	2021	Combination Design of Planetary Gear and Flywheel Transmission System for Ocean	Pada penelitian ini dilakukan perhitungan mekanisme transmisi pada pembangkit Listrik tenaga gelombang laut-system bandul dengan menggunakan kombinasi antara <i>planetary gear</i> dengan

			Wave Power Plant- Pendulum System	<i>flywheel</i> . Sehingga didapatkan perhitungan roda gigi dan juga rod agila yang sesuai dengan pembangkit Listrik ini sehingga menghasilkan putaran yang optimal.
--	--	--	--------------------------------------	--

### 2.3 Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut- Sistem Bandul (PLTGL-SB)

Pembangkit listrik tenaga gelombang laut merupakan fasilitas yang dirancang untuk mengonversi energi gelombang laut menjadi energi listrik. Metode umum untuk pembangkit gelombang laut melibatkan pemanfaatan gerakan air laut untuk menggerakkan turbin atau perangkat lain yang dapat menghasilkan listrik. Pembangkit listrik ini bekerja menggunakan sistem bandul dengan melibatkan penggunaan osilasi atau gerakan bergantian bolak-balik dari sebuah massa yang diikatkan ke sebuah sumbu. Ini dapat digunakan untuk berbagai tujuan, termasuk dalam konteks energi, sebagai cara untuk mengonversi energi osilasi menjadi energi listrik.



Gambar 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut – Sistem Bandul (Dokumentasi Pribadi, 2023)

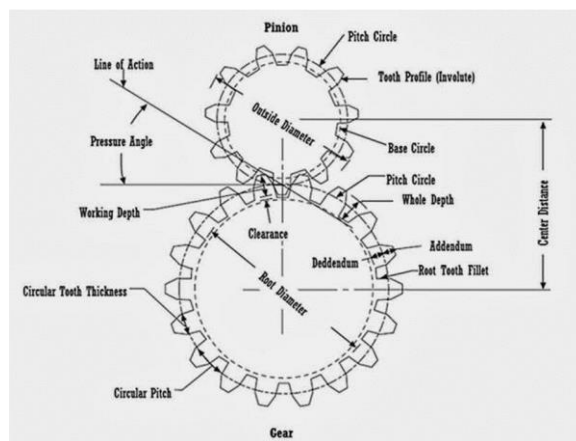
### 2.4 Roda Gigi Lurus

Roda gigi lurus merupakan roda gigi yang paling sering digunakan untuk mentransmisikan daya dengan keunggulan efisiensi yang tinggi serta daya tahan yang relatif baik. Roda gigi berfungsi untuk mentransmisikan torsi dari satu poros ke poros lainnya. Dengan desain yang sesuai, maka roda gigi lurus dapat beroperasi lebih efektif dan tanpa ada kerugian gesek yang berdampak. Roda gigi lurus memiliki beberapa istilah yang menggambarkan tiap komponen dari roda gigi lurus.

### 2.4.1 Istilah Pada Roda Gigi

Dalam sistem roda gigi lurus, terdapat istilah-istilah yang harus dipahami yakni:

- Active profile merupakan area pada roda gigi yang berinteraksi atau bersinggungan langsung dengan gigi pada roda gigi lainnya.
- Addendum adalah jarak tegak lurus antara lingkaran pitch dan bagian atas gigi pada roda gigi.
- Dedendum adalah jarak vertikal antara lingkaran pitch dan bagian bawah gigi pada roda gigi.
- Circular pitch atau jarak lingkaran pada roda gigi didefinisikan sebagai jarak antar gigi yang diukur pada lingkaran pitch, yaitu jarak antara satu titik pada gigi hingga titik pada gigi berikutnya pada posisi yang sama. Dalam konteks ini, circular pitch diperlukan agar setiap gigi dalam roda gigi memiliki ukuran yang seragam. Besarnya circular pitch dapat dihitung dengan membagi keliling lingkaran pitch dengan jumlah gigi pada roda gigi tersebut.
- Diametral Pitch Merupakan jumlah gigi ( $N_t$ ) pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circle-nya.
- Modul ( $m$ ) adalah ukuran gigi yang dapat dihitung dengan membagi keliling lingkaran pitch oleh jumlah gigi pada roda gigi. Hasil perhitungan modul selalu mengandung faktor  $\pi$ . Modul ini digunakan untuk menentukan ukuran dan proporsi gigi pada roda gigi.
- Jarak pusat antara dua roda gigi, yang dikenal sebagai center distance, setara dengan setengah dari jumlah diameter pitch pada roda gigi tersebut.
- Relative velocity ( $V_s$ ) adalah perbandingan antara kecepatan sudut ( $\omega$ ) roda gigi yang menerima gerakan dengan kecepatan sudut roda gigi yang memberikan gerakan.



Gambar 2. 2 Komponen roda gigi lurus (Otoclass, 2020)

### 2.4.2 Prinsip Dasar Roda Gigi

Roda gigi lurus harus memiliki kecepatan yang sama pada kedua gigi yang saling berhubungan. Dengan asumsi bahwa roda gigi memiliki bentuk yang sempurna, kehalusan yang optimal, dan kekakuan yang ideal, ketika roda gigi berputar, titik kontak di antara keduanya harus tetap pada satu titik yang tidak berubah, yang disebut sebagai titik tusuk atau pitch point. Sesuai dengan prinsip

dasar ini, lingkaran tusuk dari kedua gigi yang berpasangan akan bergulir satu sama lain tanpa adanya slip. Jika jari-jari dinyatakan sebagai  $r_1$  dan  $r_2$ , kecepatan sudut masing-masing  $\omega_1$  dan  $\omega_2$  untuk pinion dan gear secara berurutan.

$$V = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 \quad (2.1)$$

Dalam prakteknya, kecepatan putar dinyatakan dalam putaran per menit ditulis  $n$ , sehingga besar kecepatan sudut dapat ditulis seperti persamaan 2.2

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (2.2)$$

Dengan menggabungkan persamaan 2.1 dan 2.2 akan didapat persamaan perbandingan kecepatan yang diperlihatkan pada persamaan 2.3

$$r_s = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2.3)$$

Dimana

$r_s$  = Perbandingan kecepatan 10

$\omega$  = Kecepatan sudut (rad/s)

$n$  = Kecepatan putar (rpm)

$N$  = Jumlah gigi

$d$  = Diameter lingkaran tusuk

#### 2.4.3 Formulasi dalam roda gigi

Dalam proses mendesain roda gigi terdapat beberapa tahap yakni:

a. Menentukan daya yang dibutuhkan

Daya dapat ditentukan dengan persamaan menggunakan persamaan

$$Hp = \frac{2\pi \times \text{RPM} \times T \times 0.00134}{60} \quad (2.4)$$

Dimana

$Hp$  = Daya yang dibutuhkan (Hp)

$T$  = Torsi (N.m)

RPM = Putaran

b. Mencari dimensi roda gigi

Untuk menentukan dimensi roda gigi, dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.5

$$D_{\text{gear}} = N_{\text{gear}} \times m \quad (2.5)$$

Dimana

$D_{\text{gear}}$  = Diameter pitch

$N_{\text{gear}}$  = Jumlah gigi

$m$  = modul

c. Tebal roda gigi

Pembatasan ini diterapkan dengan mempertimbangkan bahwa jika tebal gigi terlalu tipis, akan sulit membuat senter terhadap sumbu poros. Sebaliknya, jika

terlalu tebal, kemungkinan ketidakmerataan pembagian beban pada roda gigi dapat terjadi.

$$\frac{9}{P} < b < \frac{13}{P} \quad (2.6)$$

- d. Nilai pitch line velocity (kec. keliling linkaran)

$$Vp = \frac{\pi \times dp \times n}{12} \quad (2.7)$$

Dimana

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$d_p$  = Diameter Pitch

$n$  = Putaran (RPM)

- e. Gaya Tangensial

$$Ft = \frac{126050 \times Ph}{ns \times ds \times (\text{no. of planet})} \quad (2.8)$$

Dimana

$F_t$  = Gaya tangensial (lbf)

$n_s$  = Putaran sun gear (rpm)

$d_s$  = Diameter pitch sun gear

$Ph$  = Daya yang disalurkan ( $H_p$ )

- f. Mencari beban dinamis

$$Fd = \frac{600 + v_p}{600} \times Ft, \quad 0 < Vp < 2000 \text{ fpm} \quad (2.9)$$

Dimana

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$F_t$  = Gaya tangensial (lbf)

$F_d$  = Beban dinamis

## 2.5 Planetary gear

*planetary gear* system adalah sistem transmisi daya yang terdiri dari roda gigi yang disusun secara khusus untuk memenuhi tujuan tertentu, seperti perbandingan gigi yang berubah atau penyampaian torsi yang efisien. Sistem ini terdiri dari beberapa elemen kunci, termasuk roda gigi matahari (sun gear), roda gigi planet (planet gears), dan roda gigi pembawa (carrier). Ketiga komponen *planetary gear* dapat difungsikan sebagai penggerak (input), maupun sebagai objek yang digerakkan (output). *Planetary gear* dapat memberikan arah putaran yang dapat disesuaikan dengan kombinasi input dan output.

### 2.5.1 Jenis-jenis *planetary gear*

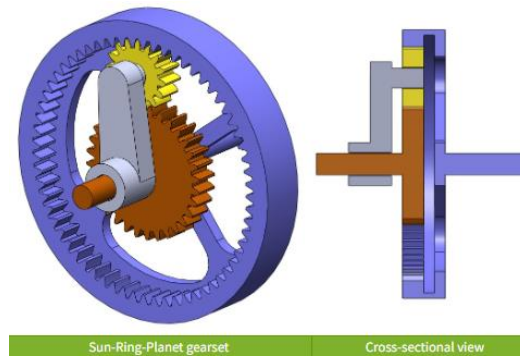
Perencanaan planetary gear dilakukan dengan menganalisa tiap jenis rangkaian planetary gear yang memiliki karakteristik paling sesuai. Jenis-jenis planetary gear yang dilakukan analisa adalah sebagai berikut:

- a. *Sun, Ring, Planet*

jenis roda gigi planetary yang paling umum dan dapat diterapkan pada perubah kecepatan dan transmisi otomatis. Planetary gear ini memiliki rangkaian berupa sun, planet, ring, dan juga carrier. Rangkaian ini memiliki



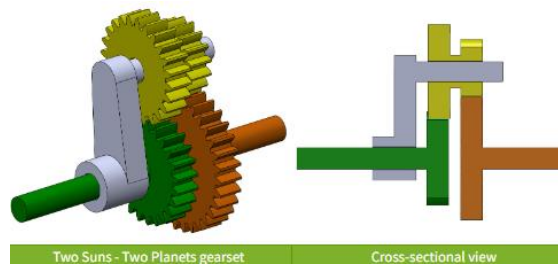
kelebihan berupa desain yang sederhana, lebih handal, dan juga memiliki nilai losses yang lebih rendah.



Gambar 2. 3 sun, ring, planets (benchtophybrid.com, 2013)

b. *Two suns, two planets*

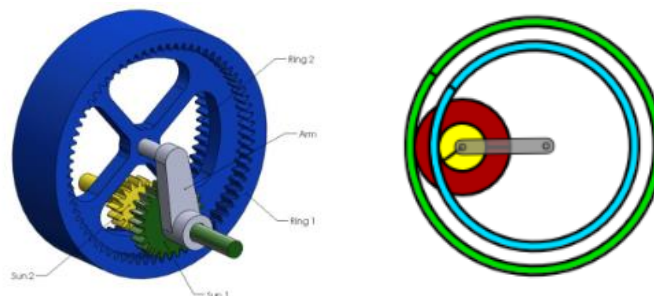
Pada jenis planetary ini, sun gear dapat berputar secara independen satu sama lain. Input dan output dapat dipilih dari sun gear dan operator. Pengurangan kecepatan yang sangat tinggi dapat dicapai dengan unit ini, namun efisiensinya relative rendah jika tidak dirancang dengan benar.



Gambar 2. 4 Two suns, two planets (benchtophybrid.com, 2013)

c. *Two rings, two suns*

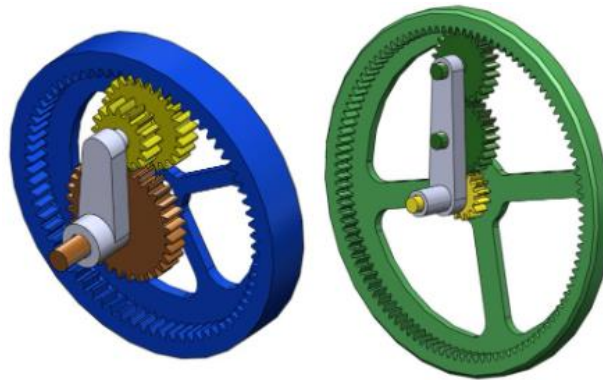
Jenis planetary gear ini memiliki konfigurasi Dimana input atau output dapat diatur dengan sun gear atau carrier. Jenis planetary gear ini merupakan salah satu jenis yang tidak umum untuk digunakan dikarenakan memiliki Tingkat keseimbangan yang rendah.



Gambar 2. 5 Two rings, two suns (benchtophybrid.com, 2013)

d. *Sun, ring, two planets*

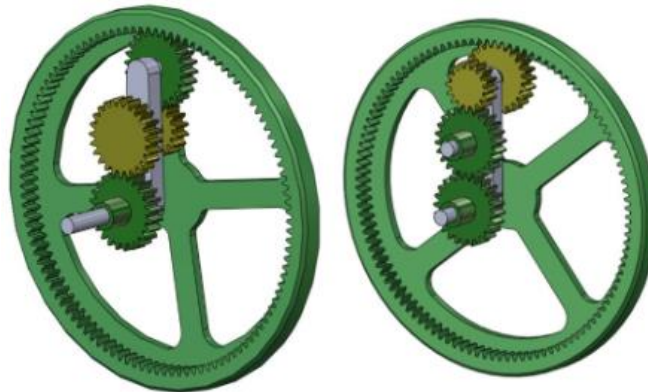
Dengan dimasangkan roda gigi tambahan ke planet ini, dapat meningkatkan rasio pengurangan kecepatan yang lebih tinggi lagi. Input dan output diambil dari arm (carrier), sun dan ring gear.



Gambar 2. 6 sun, ring, two planets (benchtrophybrid.com, 2013)

*e. Sun, ring, three planets*

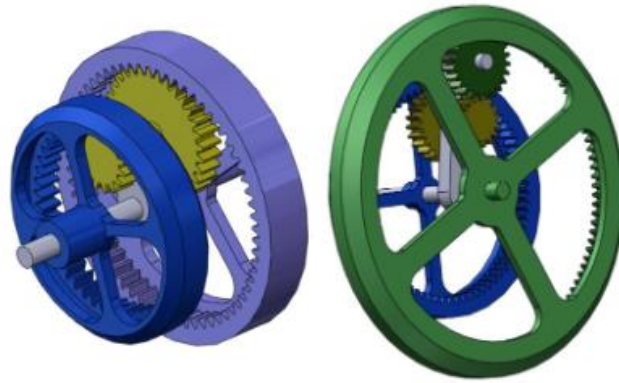
Pada planetary gear jenis ini, memiliki rangkaian yang hamper sama dengan jenis sebelumnya, namun dengan ditambahkan satu konfigurasi gigi dapat memengaruhi nilai reduksi pada gear.



Gambar 2. 7 sun, ring, three planets (benchtrophybrid.com, 2013)

*f. Two rings, multi planets*

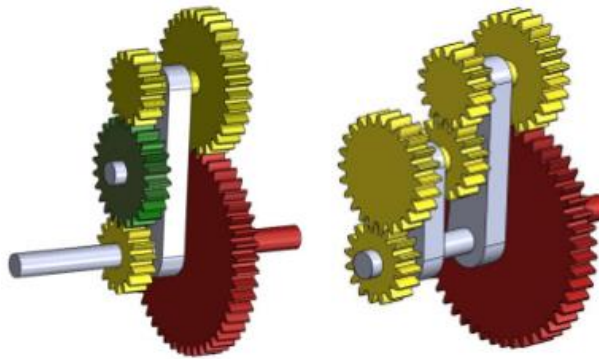
Jenis planetary gear ini memiliki konfigurasi yang cukup rumit dengan tujuan untuk memudahkan penghubungan planetary gear dengan rangkaian eksternal. dimungkinkan untuk terus menambahkan roda gigi ke rangkaian roda gigi, baik secara tunggal atau berpasangan. Namun, gearset yang dihasilkan belum tentu lebih baik.



Gambar 2. 8 Two rings, multi planets (benchtrophybrid.com, 2013)

g. *Two suns and multi planets*

Rangkaian planetary gear ini merupakan perpanjangan dari rangkaian roda gigi 'two sun and two planets'. Dengan menambahkan roda gigi, maka akan didapatkan nilai rasio yang lebih besar.



Gambar 2. 9 Two suns, and multi planets (benchtrophybrid.com, 2013)

Pada rangkaian PLTGL ini, planetary gear digunakan untuk meningkatkan nilai putaran pada poros, sehingga dibutuhkan jenis planetary gear yang sesuai untuk peningkatan putaran. Selain itu, PLTGL beroperasi di Tengah laut sehingga juga dibutuhkan nilai keandalan yang tinggi. Sehingga tipe planetary gear yang sesuai untuk digunakan pada PLTGL adalah jenis planetary gear sun, ring, planet.

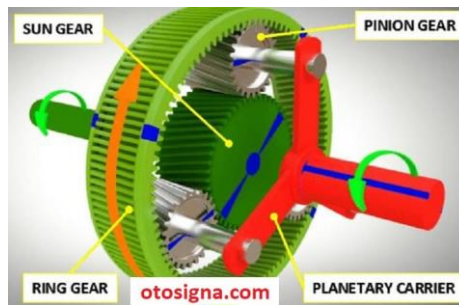
2.5.2 Kondisi-kondisi pada *planetary gear*

*Planetary gear* system merupakan sistem roda gigi yang dapat digunakan untuk menaikkan torsi atau *underdrive condition*, ataupun digunakan untuk menambah rotasi atau *overdrive condition*. Dengan menggunakan kombinasi input dan output tersebut, maka *planetary gear* dapat digunakan sebagai penambah rotasi poros menuju generator pada pembangkit listrik tenaga gelombang laut.

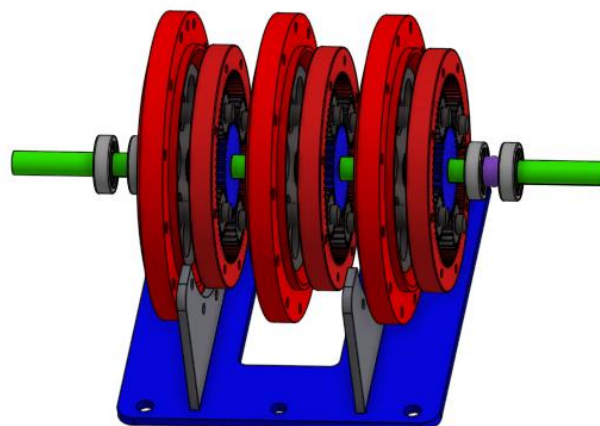
Tabel 2. 2 Kondisi-Kondisi pada *Planetary gear*

Sun Gear	Carrier	Ring Gear	Rotasi	Torsi	Arah Putaran Output
Input	Otput	Diam	Berkurang banyak	Meningkat	Sama dengan input
Diam	Otput	Input	Berkurang sedikit	Meningkat	Sama dengan output
Otput	Input	Diam	Meningkat banyak	Berkurang	Sama dengan input
Diam	Input	Output	Meningkat sedikit	Berkurang	Sama dengan input
Input	Diam	Output	Berkurang	Meningkat	Berlawanan dengan input
Output	Diam	Input	Meningkat	Berkurang	Berlawanan dengan input

Ketiga kondisi harus ada pada komponen sehingga *planetary gear* dapat berfungsi.



Gambar 2. 10 Komponen *Planetary gear* (Daihatsu, 2022)



Gambar 2. 11 *Planetary gearbox* pada PLTGL (Dokumentasi Pribadi, 2023)

### 2.5.3 Planet Load Sharing

Planet load sharing dalam sistem *planetary gear* ini merupakan pembagian beban yang mengacu pada cara beban atau gaya pada suatu sistem dibagi atau didistribusikan di antara roda gigi planet. Roda gigi planet dalam sistem episisikloid

bekerja sama untuk mentransfer gaya atau torsi dari satu bagian mekanisme ke bagian lainnya. Dalam hal ini, pembagian beban memastikan bahwa setiap roda gigi planet membawa sebagian beban secara merata.

Manfaat distribusi beban pada sistem roda gigi planetary mencakup pemerataan beban, mengurangi tekanan pada masing-masing roda gigi, dan meningkatkan keandalan sistem secara keseluruhan. Hal ini mengurangi kemungkinan keausan yang tidak merata pada roda gigi dan komponen lainnya.

Distribusi beban biasanya ditentukan oleh desain geometrik dan hubungan kinematik antara roda gigi pusat, roda gigi planetary, dan roda gigi penangkap. Pengaturan ini memastikan bahwa beban didistribusikan dengan baik ke seluruh gigi, sehingga setiap gigi dapat berfungsi secara optimal dan menahan tekanan yang diberikan.

Pembagian planet gear dapat ditinjau melalui pembagian sudut setiap gear pada sistem *planetary gear*. Pembagian sudut yang merata akan memungkinkan pembagian pembebanan yang merata pada planet gear pada sistem ini. Sudut dari planet gear didapatkan melalui formula berikut:

$$\alpha = 2\pi/n \quad (2.10)$$

dimana:

$\alpha$  = Sudut setiap planet gear

n = Jumlah planet gear

Dengan menggunakan tiga planet gear, maka Load Sharing Ratio yang semestinya merupakan pembagian merata pada tiap planet gear yaitu sebesar 1/3. Nilai  $LSR_i$  dapat diketahui melalui formulasi sebagai berikut

$$LSR_i = \frac{T_{(pi-s)}}{T_{ext}} \quad (2.11)$$

Dimana:

$LSR_i$  = Load Sharing Ratio pada planet gear  $i$ ,  $i = 1, 2, 3$

$T_{(pi-s)}$  = Perbandingan torsi antara planet gear dan sun gear

$T_{ext}$  = Torsi external yang diberikan pada sistem

#### 2.5.4 Konfigurasi Transmisi *Planetary Gear*

Konfigurasi transmisi pada *planetary gear* merupakan pengaturan bagaimana *planetary gear* mentransfer daya dalam bentuk torsi serta bagaimana mengatur torsi yang masuk dan keluar dari *planetary gear*. Pengaturan transmisi pada sistem ini salah satunya dapat dilakukan melalui mengatur jumlah gigi pada tiap gear. Nilai nilai konfigurasi tersebut dapat diatur melalui formula sebagai berikut:

$$T_{S-Pi} + T_{R-Pi} = 0 \quad (2.12)$$

Dimana:

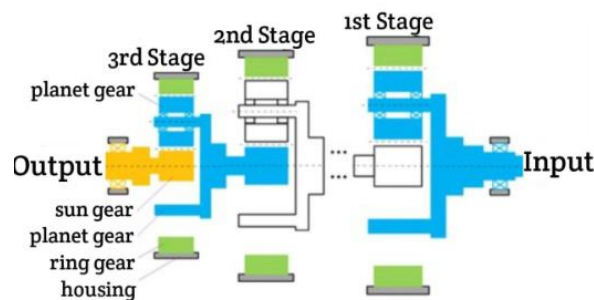
$T_{(S-pi)}$  = Perbandingan torsi antara planet gear dan sun gear

$T_{(R-pi)}$  = Perbandingan torsi antara planet gear dan ring gear

### 2.5.5 Multi Stage Planetary Gear

*Multi-stage planetary gear* merupakan konfigurasi roda gigi planet yang terdiri dari lebih dari satu tahap atau tingkat. Setiap tahap memiliki satu set roda gigi planet yang bekerja bersama roda gigi matahari dan roda gigi cincin. Konfigurasi ini memungkinkan pemindahan daya yang lebih kompleks dan memberikan rasio perbandingan yang lebih tinggi dibandingkan dengan satu tahap saja.

Dalam *multi-stage planetary gear*, keluaran dari tahap pertama menjadi masukan untuk tahap kedua, dan seterusnya. Dengan adanya beberapa tahap ini, sistem dapat mencapai rasio perbandingan yang lebih tinggi dengan ukuran yang lebih kecil, meningkatkan efisiensi dan kinerja keseluruhan. Multi-stage planetary gear sering digunakan dalam aplikasi di mana diperlukan rasio perbandingan yang tinggi dan ruang terbatas.



Gambar 2. 12 *Multi Stage Planetary Gear* (Aiqiang Zhang, 2016)

## 2.6 Poros

Poros merupakan komponen mekanis yang berfungsi sebagai sumbu atau batang yang memungkinkan perputaran suatu bagian sistem gerak rotasi. Poros memiliki peran penting dalam penyaluran daya pada komponen mekanis yang bekerja dengan gerak rotative. Poros pada sistem mekanik beberapa fungsi utama seperti:

1. Transmisi Daya:

Poros digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu komponen mesin ke komponen lainnya. Pada penelitian ini, poros berfungsi sebagai untuk mentransmisikan daya dari pendulum menuju ke *gearbox*.

2. Penyelarasan Komponen:

Poros juga dapat digunakan untuk menyelaraskan komponen mesin agar berputar bersamaan dan bekerja secara terkoordinasi.

3. Pendukung Beban:

Beberapa poros berfungsi sebagai elemen struktural yang mendukung beban. Contohnya adalah poros dalam suatu sistem gearbox yang mendukung beban dari gigi dan roda gigi.

### 2.6.1 Gaya yang Bekerja pada Poros

Pada proses transmisi daya pada poros, maka akan terdapat gaya yang bekerja pada poros tersebut.

Torsi:

$$T = P/n \quad (2.13)$$

Gaya tangensial:

$$W_t = T/(D/2) \quad (2.14)$$

Gaya Radial:

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (2.15)$$

Dimana:

$P$  = Daya yang ditransmisikan

$n$  = kecepatan putaran

$T$  = Torsi yang bekerja

$D$  = Diameter

### 2.6.2 Tegangan yang terjadi pada poros

Untuk bagian mana pun Pada poros yang menyalurkan daya akan terjadi tegangan geser torsi, sedangkan tegangan lentur biasanya terdapat pada bagian yang sama. Hanya tegangan lentur yang dapat terjadi pada bagian lain. Beberapa titik-titik tersebut tidak akan terkena lentur atau puntir tetapi akan mengalami tegangan geser vertikal. Tegangan tarik atau tekan aksial tidak dapat ditumpangkan pada tegangan lainnya. digunakan untuk tegangan desain bila tegangan geser menjadi dasarnya desain. Simbol  $\sigma_d$  akan digunakan jika tegangan normal menjadi dasarnya.

#### a. Steady Torque (Torsi tetap)

Untuk mengetahui kegagalan pada material akibat kestabilan tegangan geser adalah teori energi distorsi yang menjadi dasar penghitungan tegangan geser desain.

$$\tau_d = \frac{s}{N\sqrt{3}} = \frac{0.577s}{N} \quad (2.16)$$

#### b. Reversed Vertical Sheer

Titik pada poros dimana tidak ada torsi yang diterapkan dan momen lenturnya nol atau sangat rendah sering kali terkena gaya geser vertikal yang signifikan yang kemudian mengatur analisis desain.

$$\tau_{\max} = (4V/3A) \quad (2.17)$$

Ketika faktor konsentrasi tegangan diperhitungkan, maka

$$\tau_{\max} = K_1 (4V/3A) \quad (2.18)$$

Dimana:

$V$  = Gaya geser vertical

$A$  = Luas penampang

### 2.6.2 Diameter minimum poros

Diameter minimum poros yang dibutuhkan pada poros sehingga memenuhi kebutuhan poros untuk dikenai tegangan geser dan punter sehingga tidak terjadi kegagalan pada poros dapat diperoleh dengan formula berikut:



$$D = \frac{N \times 16}{\pi \times 0.5 \times \tau} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.19)$$

Dimana:

D = Diameter (m)

N = Safety factor

$\tau$  = Yield strength

M= Momen (Nm)

T = Torsi (Nm)

## 2.7 Bearing

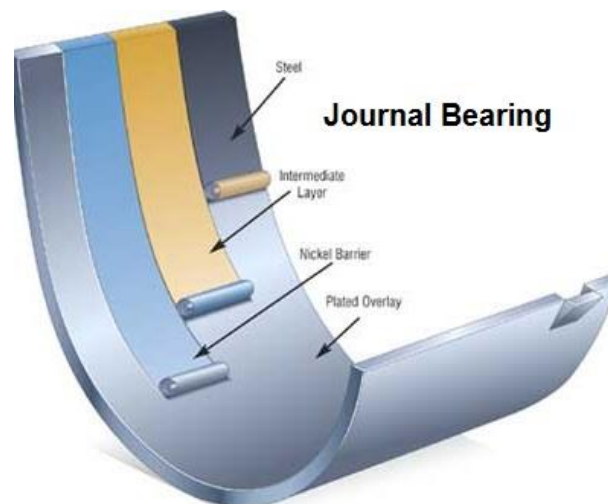
Bearing merupakan komponen mekanis yang dirancang untuk mendukung pergerakan relatif antara dua bagian atau komponen mekanis dan untuk mengurangi gesekan antar permukaan yang bergerak. Bearing berperan penting dalam menjaga keandalan dan efisiensi mesin dan peralatan mekanis. Fungsi utama dari bearing adalah mendukung beban dan memungkinkan gerakan relatif antara dua bagian mesin.

### 2.7.1 Jenis-jenis Bearing

Bearing memiliki beberapa jenis, namun berdasarkan cara kerjanya, bearing dapat dibagi menjadi dua jenis yaitu:

#### 1. Journal bearing

Journal bearing, atau juga dikenal sebagai plain bearing, merupakan tipe bearing yang sering digunakan di berbagai aplikasi mesin. Journal bearing menggunakan lapisan bahan pelumas antara dua permukaan yang bergerak relatif untuk mengurangi gesekan dan memastikan pergerakan yang halus.



Gambar 2. 13 Journal Bearing (Otoclass, 2020)

Berikut adalah beberapa jenis journal bearing:

- a. Radial bearing, yaitu bearing yang dapat mengurangi beban gesekan akibat gerak secara radial.
  - b. Axial bearing, yaitu bearing yang dapat menangani beban aksial serta tetap mendukung beban radial.
2. Rolling bearing



Rolling bearings adalah jenis bearing yang menggunakan elemen bergulir (biasanya bola atau rol silinder) untuk mengurangi gesekan antara dua permukaan yang bergerak relatif. Elemen bergulir ini membentuk lapisan kontak yang lebih kecil dibandingkan dengan permukaan bergesekan pada bearing gesekan (sliding bearing). Ini membantu mengurangi gesekan dan memungkinkan pergerakan yang lebih halus.



Gambar 2. 14 Ball Bearing (Otoclass, 2020)

Rolling bearing memiliki beberapa jenis seperti:

- Radial ball bearing, yaitu bearing dengan bantalan berupa bola yang dapat mengurangi beban gesekan akibat gerak secara radial.
- Angular ball bearing, yaitu bearing yang dapat menangani beban secara angular serta tetap mendukung gerakan radial.
- Thrust bearing, yaitu bearing yang dapat menangani beban aksial berupa dorongan serta tetap mendukung beban radial.

### 2.7.2 Rumus Dasar Bearing

Rumus dasar bantalan digunakan untuk menghitung umur bantalan, yaitu periode bantalan tersebut untuk beroperasi sesuai dengan fungsinya (Robert L. Mott, 2004).

$$L_d = (C/P_d)^k (10^6) \quad (2.20)$$

Dimana

$L_d$  = life at load C

C = Load 1

$P_d$  = Load 2

K = ball bearing constanta

$$P = VXR + YT \quad (2.21)$$

Dimana:

P = equivalent load

V = rotation factor (as defined)

R = applied radial load

T = applied thrust load

X = radial factor

Y = thrust factor

## 2.8 Planetary Gear Losses

Efisiensi planetary gear telah banyak diteliti selama 100 tahun terakhir, namun belum ada teori universal yang mencakup semua aspek efisiensinya. Untuk tujuan analisis dapat dilakukan dengan memperkirakan efisiensi menggunakan metode Merritt, meskipun banyak metode lain yang tersedia. Analisis ini melibatkan perhitungan daya yang hilang dalam proses meshing dua roda gigi dan memahami faktor-faktor yang berkontribusi pada kehilangan ini.

### 2.8.1 Perhitungan Efisiensi Dasar

Dalam pasangan roda gigi, daya input ( $P_{in}$ ) dan daya output ( $P_{out}$ ) dapat dihubungkan melalui efisiensi dasar ( $E_0$ ) sebagai berikut:

$$P_{out} = E_0 \times P_{in} \quad (2.22)$$

Dimana:

$P_{in}$  = daya yang masuk ke dalam pasangan roda gigi.

$P_{out}$  = daya yang tersedia untuk diteruskan ke tahap berikutnya.

$E_0$  = efisiensi dasar dari pasangan roda gigi.

### 2.8.2 Kehilangan Daya pada Proses Meshing Roda Gigi

Sebagian besar kehilangan daya pada pasangan roda gigi terjadi karena gesekan (rubbing) antar gigi saat mentransmisikan gerakan. Selain itu, beberapa daya juga hilang karena gesekan pada bantalan. Efisiensi dari pasangan roda gigi ( $E_0$ ) dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:

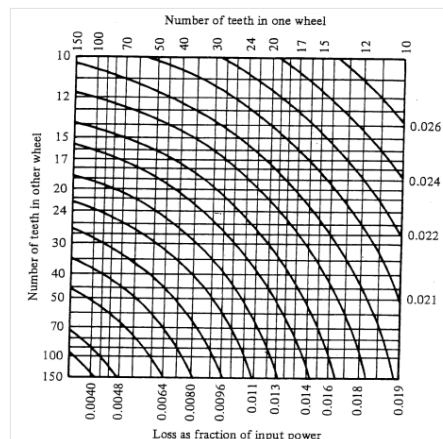
$$E_0 = 1 - L \quad (2.23)$$

Dimana:

$E_0$  = Efisiensi gear.

$L$  = Kehilangan daya.

Perkiraan awal dari kehilangan daya dalam pasangan roda gigi yang memberikan nilai awal  $L$  dapat diperoleh dari diagram berikut:



Gambar 2. 15 Friction Loss

Lampiran ini menunjukkan perhitungan rugi daya akibat gesekan muka dan gesekan keliling pada roda gigi matahari. Rumus-rumusnya diambil dari laporan "Rugi Daya Putar Bebas Beban" (S Seetharaman & A Karhman, "Rugi Daya Putar Bebas Beban Sepasang Roda Gigi Spur", Jurnal Tribologi, vol. 131, April 2009).

1. *Losses Internal Gear*

$$P_{pr} = \frac{50 \mu}{\alpha} x \frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t} \quad (2.24)$$

$$H_s = (R_g - 1) x \left( \sqrt{\left(\frac{R_o}{R_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (2.25)$$

$$H_t = \left(\frac{R_g - 1}{R_g}\right) x \left( \sqrt{\left(\frac{r_o}{r_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (2.26)$$

2. *Losses Spur Gear*

$$P_{ps} = \frac{50 \mu}{\cos \alpha} x \frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t} \quad (2.27)$$

$$H_s = (R_g + 1) x \left( \sqrt{\left(\frac{R_o}{R_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (2.28)$$

$$H_t = \left(\frac{R_g + 1}{R_g}\right) x \left( \sqrt{\left(\frac{r_o}{r_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (2.29)$$

Dimana:

$P$  = Kehilangan daya (Watt)

$\mu$  = Fraction loss

$\alpha$  = Pressure angel gigi

$R_g$  = rasio gigi

$R_o$  = Diameter luar gigi

$R_p$  = Pitch diameter gigi

$r_o$  = Diameter luar pinion

$r_p$  = Pitch diameter pinion

## 2.9 Onshape

Onshape adalah platform perangkat lunak desain CAD (Computer-Aided Design) berbasis cloud. Onshape dirancang untuk memungkinkan kolaborasi tim desain secara real-time tanpa memerlukan instalasi perangkat lunak khusus di komputer lokal. Beberapa fitur utama Onshape melibatkan desain parametrik, manajemen versi yang mudah, dan kemampuan untuk diakses dari berbagai perangkat dengan koneksi internet.



Gambar 2. 16 Onshape (Onshape, 2023)

## 2.10 Rhino

Rhinoceros, atau sering disebut Rhino, adalah perangkat lunak pemodelan 3D berbasis NURBS (Non-Uniform Rational B-Splines). Rhino digunakan untuk membuat, mengedit, menganalisis, mendokumentasikan, dan menerjemahkan kurva, permukaan, solid, dan objek 3D lainnya dengan tingkat presisi tinggi. Perangkat lunak ini populer di berbagai industri, termasuk arsitektur, desain produk, otomotif, perhiasan, dan teknik.

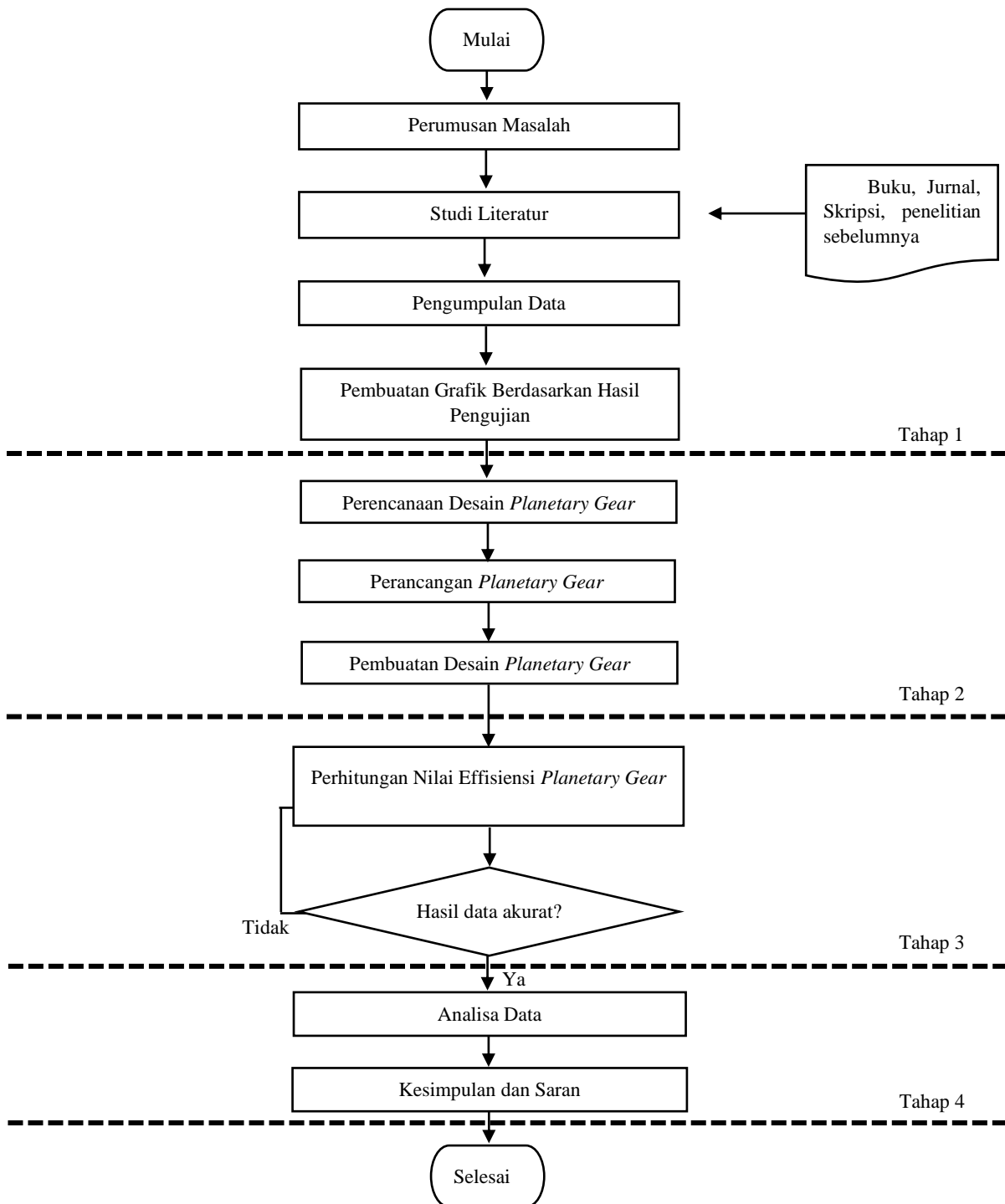


Gambar 2. 17 Rhinoceros (Rhino3d.com, 2024)

## BAB 3 METODOLOGI

### 3.1 Diagram Alir

Dalam Menyusun penelitian ini dibutuhkan proses yang disusun secara terstruktur, bertujuan untuk mempermudah pelaksanaan penelitian ini pada alur yang jelas. Pada diagram alir ini akan diuraikan langkah-langkah penelitian yang akan dilaksanakan dalam penelitian ini. Berikut merupakan diagram alir dari tahapan-tahapan pada penelitian ini.



Gambar 3. 1 Flowchart

### 3.1.1 Perumusan Masalah

Pada proses penyusunan tugas akhir ini, tahap pertama yang perlu dilakukan adalah dengan mengidentifikasi masalah menjadi suatu rumusan masalah yang kemudian akan diselesaikan pada hasil akhir penelitian ini.

### 3.1.2 Studi Literatur

Proses selanjutnya adalah dilakukannya studi literatur dengan mengamati penelitian-penelitian yang sudah pernah dilakukan sebelumnya. Penelitian yang diamati harus berhubungan dengan rumusan masalah yang telah ditentukan. Sumber-sumber yang digunakan dalam studi literatur ini mencakup jurnal ilmiah ataupun buku yang relevan dengan permasalahan yang dibahas pada penelitian ini.

### 3.1.3 Pengumpulan Data

Selanjutnya dilakukan proses pengumpulan data yang akan didapatkan melalui pengumpulan data secara langsung berupa berat bandul. Kemudian data tersebut digunakan untuk mencari nilai gaya, daya, dan juga torsi pada tiap variasi simpangan pada PLTGL-SB. Data yang dihitung menggunakan jumlah bandul maksimal yaitu sebanyak 6 lempeng tiap bandulnya.

### 3.1.4 Perencanaan *Planetary gear*

Perencanaan *planetary gear* dilakukan dengan menentukan jenis *planetary gear* yang akan digunakan serta dimensi maksimum yang sesuai dengan desain Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut Sistem Bandul (PLTGL-SB). Perencanaan *planetary gear* dilakukan dengan menggunakan input data berupa torsi input terbesar pada sistem *planetary gear*. Perencanaan *planetary gear* meliputi:

- a. Analisa kebutuhan generator
- b. Analisa dimensi *planetary gear*
- c. Analisa rancangan *planetary gear*

### 3.1.5 Perancangan *Planetary Gear*

Perancangan *planetary gear* dilakukan dengan menghitung dimensi *planetary gear*. Perancangan *planetary gear* dilakukan dengan menggunakan input data berupa torsi input terbesar pada sistem *planetary gear sehingga didapatkan beberapa hasil perhitungan meliputi:*

- a. Analisa beban pendulum
- b. Penentuan Spesifikasi *planetary gear*
- c. Penentuan Spesifikasi poros
- d. Penentuan Spesifikasi bearing

### 3.1.6 Pembuatan desain *planetary gear*

Dengan spesifikasi komponen *planetary gear* yang telah didapatkan, dilakukan proses desain 3D dengan aplikasi Rhinoceros.

### 3.1.7 Perhitungan nilai efisiensi

Dengan desain *planetary gear* yang telah dibuat, dilakukan perhitungan efisiensi pada desain *planetary gear* baru dan *planetary gear* sebelumnya, dan dilakukan perbandingan hasil efisiensi pada keduanya

### 3.1.8 Kesimpulan dan saran

Setelah dilakukan semua perhitungan, dilakukan proses pengambilan Kesimpulan untuk menjawab rumusan masalah yang telah ditentukan.

## 3.2 Jadwal Penelitian

Pada bagian ini disajikan rencana kegiatan bersama dengan tata waktu pelaksanaan tiap kegiatan yang akan dilakukan.

Tabel 3. 1 Jadwal Penelitian

Kegiatan	Minggu ke-																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
<b>P1</b>																			
Studi Literatur																			
Pengumpulan Data																			
Identifikasi Masalah																			
Pembuatan Grafik hasil Pengujian																			
Perancangan <i>planetary gear</i>																			
<b>P2</b>																			
Simulasi Model <i>Planetary gear</i>																			
Analisis dan Kesimpulan																			
Penyusunan Laporan Akhir																			
<b>P3</b>																			

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Perencanaan Planetary Gear

Perencanaan *planetary gear* dilakukan dengan menentukan jenis *planetary gear* yang akan digunakan serta dimensi maksimum yang sesuai dengan desain Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang Laut Sistem Bandul (PLTGL-SB). Perencanaan *planetary gear* dilakukan dengan menggunakan input data berupa torsi input terbesar pada sistem *planetary gear*. Perencanaan planetary gear meliputi:

#### 4.1.1 Analisa kebutuhan generator

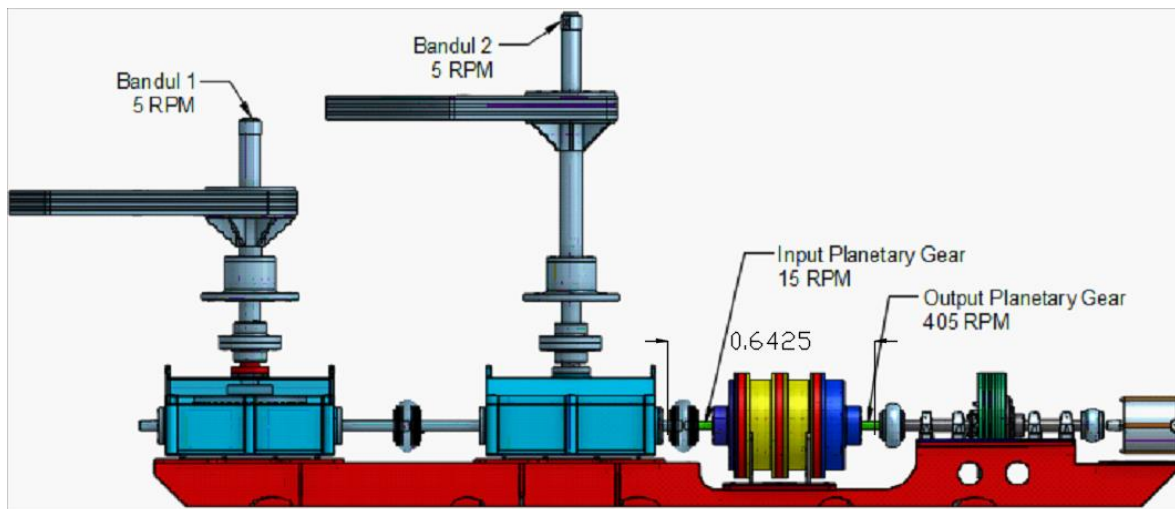
Pada PLTGL-SB ini, generator digunakan untuk mengkonversi energi mekanik menjadi energi listrik. Generator yang digunakan pada PLTGL-SB ini memiliki spesifikasi rated power sebesar 1000 W, dengan nilai putaran 400 RPM. Sehingga dapat dilakukan perhitungan kebutuhan torsi dan didapatkan nilai kebutuhan torsi sebesar 24 Nm. Dengan nilai kebutuhan torsi dan putaran generator, serta dengan nilai input putaran bandul sebesar 5 RPM dapat dilakukan perhitungan kebutuhan torsi dan putaran yang ditransmisikan oleh planetary gear sebagai berikut:

Tabel 4. 1 Kebutuhan RPM *Planetary Gear*

	RPM in	Rad/s	Rasio	RPM out	Rad/s
pendulum	-	-	-	5	0.5235
bevel gear	5	0.5235	3	15	1.5705
Planetary st 1	15	1.5705	3	45	4.7115
Planetary st 2	45	4.7115	3	135	14.1345
Planetary st 3	135	14.1345	3	405	42.4035
generator	405	42.4035	-	-	-

#### 4.1.2 Analisa dimensi *planetary gear*

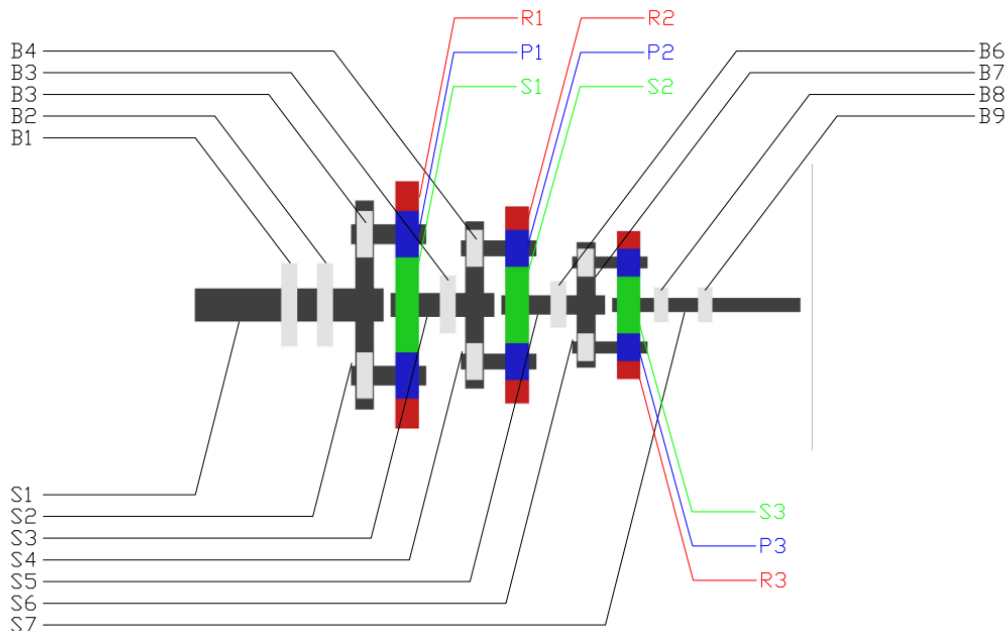
Analisa dimensi planetary gear dilakukan dengan mengukur planetary gear yang sudah di desain sebelumnya, serta dilakukan pengukuran jarak maksimum antara poros bevel gear dan juga poros flywheel sehingga didapatkan nilai dimensi maksimum planetary gear sebagai berikut:



Gambar 4. 1 Kebutuhan Rotasi dan Dimensi *Planetary Gear*

### 4.1.3 Analisa Rancangan *Planetary Gear*

Analisa rancangan *planetary gear* dilakukan untuk menentukan konfigurasi pada *multi stage planetary gear*. Dengan kebutuhan peningkatan putaran dengan rasio 1:3 pada tiap tahapnya, digunakan konfigurasi dengan poros carrier sebagai poros input, planet gear sebagai mediatory, dan poros sun gear sebagai poros output, didapatkan rancangan *planetary gear* sebagai berikut.



Gambar 4. 2 Rancangan *Planetary Gear*

Dimana:

B = Bearing

S = Shaft

R = Ring gear

P = Planet gear

S = Sun gear

## 4.2 Perancangan *Planetary Gear*

Perancangan *planetary gear* dilakukan dengan tujuan untuk menentukan spesifikasi komponen-komponen yang telah ditentukan pada rancangan *planetary gear*. Untuk menentukan komponen-komponen tersebut dilakukan beberapa tahapan meliputi:

### 4.2.1 Analisa Beban Pendulum

Sebelum melakukan proses perhitungan *planetary gear*, dibutuhkan analisa terhadap beban pendulum sebagai input dari *planetary gear*. Analisa beban pendulum dilakukan dengan beberapa tahapan sebagai berikut:

#### a. Analisa gaya pada pendulum

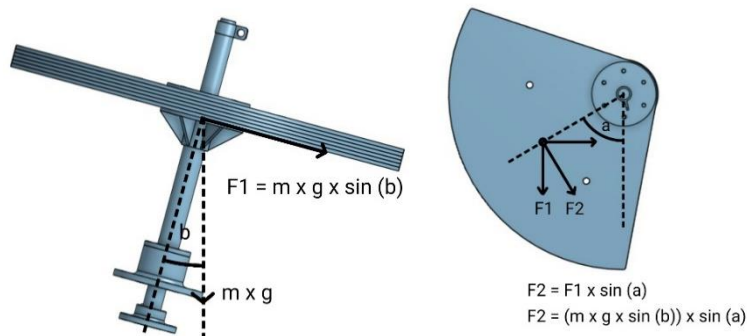
PLTGL-SB memiliki dua pendulum dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Beban Pendulum

Jumlah bandul	2	
masa lempeng	68.3	kg
jumlah lempeng	6	lempeng
masa bandul	409.8	kg
g	9.8	m/s <sup>2</sup>



Gambar 4. 3 Penimbangan Bandul



Gambar 4. 4 Gaya Pada Pendulum

Simpangan maksimum yang terjadi pada bandul adalah nilai a sebesar 90 derajat dan b sebesar 45 derajat.

b. Perhitungan gaya

Dengan menggunakan rumus tersebut, dilakukan perhitungan dengan nilai sudut a sebesar 5,10,15,20,25,30,35,40,45, dan nilai b sebesar 30, 45,60,75,90. Sehingga didapatkan nilai gaya maksimum sebesar 2839.8 N.

Tabel 4. 3 Gaya Pada Pendulum

b	a	F1 (N)	F2 (N)
5	30	350.0209	175.0105
5	45	350.0209	247.5022
5	60	350.0209	303.127
5	75	350.0209	338.0943
5	90	350.0209	350.0209
10	30	697.378	348.689
10	45	697.378	493.1207
10	60	697.378	603.9471
10	75	697.378	673.6154
10	90	697.378	697.378
15	30	1039.428	519.7138
15	45	1039.428	734.9863
15	60	1039.428	900.1707
15	75	1039.428	1004.01
15	90	1039.428	1039.428

b	a	F1 (N)	F2 (N)
20	30	1373.567	686.7833
20	45	1373.567	971.2582
20	60	1373.567	1189.544
20	75	1373.567	1326.763
20	90	1373.567	1373.567
25	30	1697.252	848.6259
25	45	1697.252	1200.138
25	60	1697.252	1469.863
25	75	1697.252	1639.419
25	90	1697.252	1697.252
30	30	2008.02	1004.01
30	45	2008.02	1419.885
30	60	2008.02	1738.996
30	75	2008.02	1939.598
30	90	2008.02	2008.02

b	a	F1 (N)	F2 (N)
35	30	2303.506	1151.753
35	45	2303.506	1628.825
35	60	2303.506	1994.895
35	75	2303.506	2225.016
35	90	2303.506	2303.506
40	30	2581.461	1290.73
40	45	2581.461	1825.368
40	60	2581.461	2235.611
40	75	2581.461	2493.5
40	90	2581.461	2581.461
45	30	2839.769	1419.885
45	45	2839.769	2008.02
45	60	2839.769	2459.312
45	75	2839.769	2743.006
45	90	2839.769	2839.769

c. Perhitungan torsi

Perhitungan torsi dilakukan pada tiap variasi sudut yang telah ditentukan sebelumnya dengan menggunakan rumus berikut:

$$T = F \times L \quad (4.1)$$

Dimana:

T = Torsi

F = Gaya

L = Jarak pusat ke titik berat

Dengan nilai L sebesar 0.3645 m, maka didapatkan nilai torsi seperti berikut:

Tabel 4. 4 Torsi Pada Pendulum

b	a	T (Nm)	b	a	T (Nm)	b	a	T (Nm)
5	30	63.78407	20	30	250.3041	35	30	419.7662
5	45	90.2043	20	45	353.9834	35	45	593.6391
5	60	110.4772	20	60	433.5394	35	60	727.0565
5	75	123.2214	20	75	483.5503	35	75	810.9261
5	90	127.5681	20	90	500.6081	35	90	839.5325
10	30	127.0827	25	30	309.289	40	30	470.4178
10	45	179.7221	25	45	437.4007	40	45	665.2712
10	60	220.1137	25	60	535.7043	40	60	814.7875
10	75	245.5049	25	75	597.5005	40	75	908.7773
10	90	254.1654	25	90	618.578	40	90	940.8355
15	30	189.4142	30	30	365.9201	45	30	517.4891
15	45	267.8721	30	45	517.4891	45	45	731.8401
15	60	328.0749	30	60	633.7921	45	60	896.3174
15	75	365.9201	30	75	706.9033	45	75	999.7122
15	90	378.8283	30	90	731.8401	45	90	1034.978

d. Perhitungan daya

Perhitungan torsi dilakukan pada tiap variasi sudut yang telah ditentukan sebelumnya dengan menggunakan rumus berikut:

$$P = T \times \omega \quad (4.2)$$

Dimana:

T = Torsi

$\omega$  = kecepatan sudut

P = Daya

Dengan nilai kecepatan sebesar 5 RPM atau sebesar 0.5236 rad/s maka didapatkan nilai daya sebesar:

Tabel 4. 5 Daya Akibat Pendulum

b	a	P (W)	b	a	P (W)	b	a	P (W)
5	30	33.39727	20	30	131.059	35	30	219.7892
5	45	47.23088	20	45	185.3454	35	45	310.8288
5	60	57.84578	20	60	227.0008	35	60	380.686
5	75	64.51858	20	75	253.1865	35	75	424.6001
5	90	66.79455	20	90	262.1179	35	90	439.5784
10	30	66.54038	25	30	161.9434	40	30	246.3103
10	45	94.1023	25	45	229.0226	40	45	348.3353
10	60	115.2513	25	60	280.4942	40	60	426.6219
10	75	128.5461	25	75	312.8506	40	75	475.8349
10	90	133.0808	25	90	323.8868	40	90	492.6205
15	30	99.17707	30	30	191.5954	45	30	270.9568
15	45	140.2576	30	45	270.9568	45	45	383.1908
15	60	171.7797	30	60	331.8529	45	60	469.3109
15	75	191.5954	30	75	370.1338	45	75	523.4483
15	90	198.3541	30	90	383.1908	45	90	541.9136

e. Perhitungan daya total

Dengan jumlah pendulum pada PLTG-SB sebanyak dua buah, maka nilai daya total adalah dua kali daya pada satu pendulum.

Tabel 4. 6 Daya Total Akibat Dua Pendulum

b	a	Ptot (W)	b	a	Ptot (W)	b	a	Ptot (W)
5	30	66.79455	20	30	262.1179	35	30	439.5784
5	45	94.46176	20	45	370.6907	35	45	621.6577
5	60	115.6916	20	60	454.0015	35	60	761.3721
5	75	129.0372	20	75	506.3729	35	75	849.2002
5	90	133.5891	20	90	524.2358	35	90	879.1567
10	30	133.0808	25	30	323.8868	40	30	492.6205
10	45	188.2046	25	45	458.0451	40	45	696.6706
10	60	230.5026	25	60	560.9884	40	60	853.2438
10	75	257.0923	25	75	625.7013	40	75	951.6698
10	90	266.1615	25	90	647.7736	40	90	985.2411
15	30	198.3541	30	30	383.1908	45	30	541.9136
15	45	280.5151	30	45	541.9136	45	45	766.3815
15	60	343.5594	30	60	663.7059	45	60	938.6218
15	75	383.1908	30	75	740.2677	45	75	1046.897
15	90	396.7083	30	90	766.3815	45	90	1083.827

4.2.2 Penentuan Spesifikasi Planetary Gear

Penentuan spesifikasi planetary gear dilakukan dengan menggunakan data input daya dan juga kebutuhan putaran dan torsi pada generator sehingga *planetary*

*gearbox* didesain untuk meningkatkan putaran sebanyak 27 kali. Sehingga untuk mendapatkan spesifikasi *planetary gear* yang sesuai, dilakukan perhitungan-perhitungan sebagai berikut:

a. Perhitungan Rasio

Pada perencanaan *planetary gear*, hal yang paling utama adalah menentukan rasio gear. Rasio gear digunakan untuk menentukan berapa perbandingan putaran input dan output dari *planetary gear*. Pada PLTGL-SB ini, kebutuhan RPM generator adalah 400 RPM dengan daya sebesar 1000 W. Sedangkan nilai putaran yang dihasilkan oleh bandul adalah sebesar 5 RPM, dan rasio pada bevel gearbox adalah 1:3. Sehingga nilai putaran sebelum memasuki *planetary gear* adalah sebesar 15 RPM. Pada PLTGL-SB ini digunakan *planetary gear* 3 tahap dengan rasio yang sama, sehingga rasio *planetary gear* yang digunakan dapat dilihat pada tabel 4.7

Tabel 4. 7 Rasio *Planetary gear*

Component	Input			Ratio	Ourput		
	RPM	Rad/s	$\sigma$ (Nm)		RPM	Rad/s	$\sigma$ (Nm)
Pendulum	-	-	-	-	5	0.5235	2069.96
Bevel Gear	5	0.5235	2069.96	3	15	1.5705	689.99
Planetary Gear Stage 1	15	1.5705	689.99	3	45	4.7115	230.00
Planetary Gear Stage 2	45	4.7115	230.00	3	135	14.1345	76.67
Planetary Gear Stage 3	135	14.1345	76.67	3	405	42.4035	25.56
Generator	405	42.4035	25.56	-	-	-	-

b. Penentuan Jumlah Gigi

Pada PLTGL-SB ini, *planetary gear* berfungsi untuk meningkatkan putaran. Sehingga berdasarkan tabel 2.2, digunakan konfigurasi *planetary gear* Dimana ring gear diam dan menjadi komponen fix, input melalui carrier, dan sun gear sebagai output. Berdasarkan konfigurasi tersebut, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\left[ \text{Ratio one set planetary} = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \right] \quad (4.3)$$

Di mana:

n = angular velocity, rpm

$N_t$  = Number of teeth

Berdasarkan rumus tersebut, didapatkan nilai gigi pada setiap gear dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\left[ \text{Ratio one set planetary} = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \right] \quad (4.4)$$

$$\left[ 3 = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \right] \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} [2 N_{t Sun} &= N_{t Ring}] & (4.6) \\ N_{t Ring} &= 80 \\ N_{t Sun} &= 40 \end{aligned}$$

Sehingga pada planetary gear akan digunakan jumlah gigi pada sun gear berjumlah 40 gigi dan pada ring gear 80 gigi. Dan untuk jumlah gigi pada planet gear dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut:

$$\left[ N_{t Planet} = \frac{N_{t Ring} - N_{t Sun}}{2} \right] \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} \left[ N_{t Planet} = \frac{80 - 40}{2} \right] & (4.8) \\ N_{t Planet} &= 20 \end{aligned}$$

c. Penentuan Kecepatan Anguler

Pada konfigurasi planetary gear yang dipilih adalah menggunakan carrier sebagai input awal dari planetary gear tahap 1 dimana memiliki kecepatan anguler sebesar 15 rpm. Sedangkan output dari planetary gear tahap 1 berupa sun gear yang memiliki kecepatan anguler sebesar 45 rpm. Sedangkan planetary gear tahap 2 memiliki input kecepatan anguler sebesar 45 rpm. Sedangkan output dari planet gear tahap 2 berupa sun gear yang memiliki kecepatan anguler sebesar 135 rpm. Dan pada planetary gear tahap 3 memiliki input kecepatan anguler sebesar 135 rpm. Sedangkan output dari planetary gear tahap 3 berupa sun gear yang memiliki kecepatan anguler sebesar 405 rpm. Dari konsep ring gear dibuat fix atau dalam keadaan diam sehingga tidak memiliki kecepatan anguler. Komponen lainnya adalah planet gear yang memiliki kecepatan anguler yang dapat dihitung dengan persamaan pinion dan gear sebagai berikut:

$$\frac{n_{Planet}}{n_{Sun}} = \frac{N_{t Sun}}{N_{t Planet}} \quad (4.9)$$

$$n_{Planet} = \frac{N_{t Sun}}{N_{t Planet}} \times n_{Sun} \quad (4.10)$$

$$n_{Planet} = \frac{40}{80} \times n_{Sun} \quad (4.11)$$

$$n_{Planet \text{ tahap } 1} = 90$$

$$n_{Planet \text{ tahap } 2} = 270$$

$$n_{Planet \text{ tahap } 3} = 810$$

Sehingga kecepatan gear pada tiap tahapnya ketika input carrier tahap pertama sebesar 15 RPM adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 8 Kecepatan Anguler Gear

	Carrier (RPM)	Planet (RPM)	Sun (RPM)
Tahap 1	15	90	45
Tahap 2	45	270	135
Tahap 3	135	810	405

d. Menghitung Diameter of Pitch Circle

Diameter of pitch circle dihitung dengan menggunakan nilai modul yang sudah memiliki standar yang dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4. 9 Standart Modul (Mott, 2004)

Module (mm)	Equivalent P <sub>d</sub>	Closest standard P <sub>d</sub> (teeth/in)
0.3	84.667	80
0.4	63.5	64
0.5	50.8	48
0.8	31.75	32
1	25.4	24
1.25	20.32	20
1.5	16.933	16
2	12.7	12
2.5	10.16	10
3	8.466	8
4	6.35	6
5	5.08	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.54	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.27	1.25
25	1.016	1

Tabel 4. 10 Standard Ukuran Gigi (Arafiq, 2012)

Nama	$\phi = 14\frac{1}{2}$	20°	20° dipotong	25°
Addendum (A)	$\frac{1}{p}$	$\frac{1}{p}$	$\frac{0.8}{p}$	$\frac{1}{p}$
Dedendum (b)	$\frac{1.157}{p}$	$\frac{1.25}{p}$	$\frac{1}{p}$	$\frac{1.25}{p}$
Whole depth (ht)	$\frac{2.156}{p}$	$\frac{2.25}{p}$	$\frac{1.8}{p}$	$\frac{2}{p}$
Working depth (hk)	$\frac{2}{p}$	$\frac{2}{p}$	$\frac{1.6}{p}$	$\frac{2}{p}$
Clearance (c)		$\frac{0.25}{p}$	$\frac{0.2}{p}$	$\frac{0.25}{p}$

Rumus untuk penentuan diameter of pitch circle dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = \frac{N_t}{d} \quad (4.12)$$

$$d = \frac{N_t \times m}{25.4} \quad (4.13)$$

Di mana:

P = Diametral pitch (modul)



$N_t$  = Number of teeth  
 $D$  = Diameter of pitch circle  
 $m$  = Module

(Deutschman 1975, 10:52)

Tiap tahap planetary gear memiliki nilai putaran yang semakin tinggi dan memiliki nilai torsi inout yang semakin rendah, sehingga dibutuhkan dimensi minimum yang semakin rendah. Sehingga didapatkan nilai modul pada tiap tahap sebagai berikut:

Tabel 4. 11 Diametral pitch

	Modul	Diametral Pitch
Stage 1	2.5	10
Stage 2	2	12
Stage 3	1.5	16

Dengan nilai modul tersebut, maka didapatkan nilai pitch diameter pada tiap tahapnya seperti berikut:

Tabel 4. 12 Diameter Gear

Jenis	Diameter (mm)			Diameter (inch)		
	Tahap 1	Tahap 2	Tahap 3	Tahap 1	Tahap 2	Tahap 3
Ring	200	160	120	7.874	6.299	4.724
Sun	100	80	60	3.937	3.150	2.362
Planet	50	40	30	1.969	1.575	1.181

e. Perhitungan Carrier

Pada planetary gear ini terdapat carrier yang terhubung langsung dengan planet gear. Sehingga nilai  $hp$  pada carrier memiliki jumlah sebesar tiga kali  $hp$  pada planet gear. Sehingga didapatkan hasil seperti berikut:

$$hp_{carrier} = 3 \times hp_{planet} \quad (4.14)$$

$$V_p = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad (4.15)$$

$$hp = \frac{F_T \times V_p}{33000} \quad (4.16)$$

$$hp = \frac{hp \times 63000}{n} \quad (4.17)$$

(Deutschman 1975, 10:542)

Dimana:

$F_T$  = Tangensial force (lb)

$hp$  = Horsepower

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$d$  = Diameter of pitch (in)

$n$  = Kecepatan angular (RPM)

Sehingga, dengan rumus tersebut dapat dilakukan perhitungan nilai  $V_p$  dan  $F_T$  pada carrier dan didapatkan hasil seperti berikut:

Tabel 4. 13 Gaya pada carrier

carrier	Hp	Torsi (lb in)	RPM	Vp (ft/min)	FT (lb)
Tahap 1	1.453	610.44	15	30.92	1551.15
Tahap 2	1.453	203.48	45	74.21	646.311
Tahap 3	1.453	67.83	135	166.97	287.25

f. Perhitungan Planet Gear

Pada planetary gear ini terdapat planet gear berjumlah tiga buah. Sehingga nilai *Tangensial force* pada planet gear memiliki jumlah sebesar *Tangensial force* pada sun gear dibagi dengan jumlah planet. Sehingga didapatkan hasil seperti berikut:

$$F_{Tplanet} = \frac{F_{Tsun}}{3} \quad (4.18)$$

$$V_p = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad (4.19)$$

$$hp = \frac{F_T \times V_p}{33000} \quad (4.20)$$

$$F_T = \frac{hp \times 63000}{n} \quad (4.21)$$

(Deutschman 1975, 10:542)

Dimana:

$F_T$  = Tangensial force (lb)

hp = Horsepower

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

d = Diameter of pitch (in)

n = Kecepatan angular (RPM)

Sehingga, dengan rumus tersebut dapat dilakukan perhitungan nilai  $V_p$  dan  $F_T$  pada planet gear dan didapatkan hasil seperti berikut:

Tabel 4. 14 Gaya pada planet gear

Planet	hp	Torsi (lb in)	RPM	Vp (ft/min)	FT (lb)
Tahap 1	0.484	339.13	90	46.38	344.699
Tahap 2	0.484	113.04	270	139.15	114.9
Tahap 3	0.484	37.68	810	417.44	38.2999

g. Gaya pada sun gear

Pada planetary gear ini, sun gear bekerja sebagai output sehingga dengan nilai torsi input dan parameter lainnya yang telah diketahui, dapat dilakukan perhitungan *pitch line velocity* dan *Tangensial force* seperti berikut:

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_p} \quad (4.22)$$

$$V_p = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad (4.23)$$

(Deutschman 1975, 10:542)

Dimana:

$F_T$  = Tangensial force (lb)

hp = Horsepower

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$d$  = Diameter of pitch (in)

$n$  = Kecepatan angular (RPM)

Sehingga, dengan rumus tersebut dapat dilakukan perhitungan nilai  $V_p$  dan  $F_T$  dan didapatkan hasil seperti berikut:

Tabel 4. 15 Gaya pada Sun Gear

Sun	hp	Torsi (lb in)	RPM	$V_p$ (ft/min)	$F_T$ (lb)
Tahap 1	1.453434	6107.06	45	46.38	1034.1
Tahap 2	1.453434	2035.69	135	139.15	344.699
Tahap 3	1.453434	678.56	405	417.44	114.9

h. Perhitungan Dynamic Load

Dengan diketahuinya nilai pitch line velocity ( $V_p$ ), maka dapat dihitung nilai beban dinamis. Dengan nilai  $V_p$  kurang dari 2000, maka digunakan rumus seperti berikut:

$$F_d = \frac{600 \times V_p}{600} + F_T \quad (4.24)$$

(Deutschman 1975, 10:582)

Dimana:

$F_T$  = Tangensial force (lb)

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$F_d$  = Dynamic load (lb)

Sehingga, dengan rumus tersebut dapat dilakukan perhitungan nilai  $F_d$  pada sun dan planet gear dengan hasil seperti berikut:

Tabel 4. 16 Dynamic Load Gear

Tahap	Beban dinamis (lb)	
	Sun	Planet
Tahap 1	1114.04	371.35
Tahap 2	424.64	141.55
Tahap 3	194.84	64.95

i. Pemilihan Gear

Dengan perhitungan yang telah dilakukan, dan dengan perhitungan parameter-parameter yang telah memenuhi, maka dapat ditentukan spesifikasi planetary gear seperti berikut:

Tabel 4. 17 Kebutuhan Spesifikasi Gear

Komponen	Fungsi	RPM	Modul	Diameter (mm)	Torque (Nm)	Ft (N)	Vp (m/s)	Fd (N)
Carrier 1	1 <sup>st</sup> stage input	15		-	689.7	6899.5	0.157	-
Planet 1	1 <sup>st</sup> stage intermediary	90	2.5	50	38.3	1533.3	0.236	7255.4
Sun 1	1 <sup>st</sup> output	45		100	229.9	4599.9	0.236	4955.5
Carrier 2	2 <sup>nd</sup> stage input	45		-	229.9	2874.9	0.377	-
Planet 2	2 <sup>nd</sup> stage intermediary	270	2	40	12.8	511.1	0.707	3230.5
Sun 2	2 <sup>nd</sup> output	135		80	76.6	1533.3	0.707	1888.9
Carrier 3	3 <sup>rd</sup> stage input	135		-	76.6	1277.8	0.848	-
Planet 3	3 <sup>rd</sup> stage intermediary	810	1.5	30	4.3	170.4	2.121	1633.3
Sun 3	3 <sup>rd</sup> output	405		60	25.6	511.1	2.121	866.7

Dengan kebutuhan spesifikasi tersebut dipilih gear dari produk maker di MISUMI Indonesia dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 4. 18 Spesifikasi Gear yang Dipilih

Component	Type	Number of teeth	Torque (Nm)	Diameter (mm)	Thickness (mm)	Weight (kg)
Planet 1	SSA2.5-20	20	89.8	50	25	0.35
Sun 1	SSA2.5-40	40	230	100	25	1.47
Ring 1	SI2.5-80	80	607	200	25	4.25
Planet 2	SSA2-20	20	46	40	20	0.18
Sun 2	SSA2-40	40	118	80	20	0.75
Ring 2	SI2-80	80	311	160	20	2.28
Planet 3	SSA1.5-20	20	19.4	30	15	0.074
Sun 3	SSA1.5-40	40	49.8	60	15	0.31
Ring 3	SI1.5	80	131	120	15	1.04

#### 4.2.3 Penentuan Spesifikasi Poros

Penentuan spesifikasi poros dilakukan dengan menggunakan data input torsi dan juga gaya-gaya yang dikenai pada poros. Berikut merupakan perhitungan untuk menentukan spesifikasi poros yang digunakan pada planetary gear.

1. Penentuan Poros 1 (S1)

Poros 1 merupakan poros input pada planetary gearbox yang menghubungkan putaran dari bevel gear menuju carrier stage 1. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros 1 digunakan data gear dan material seperti berikut:

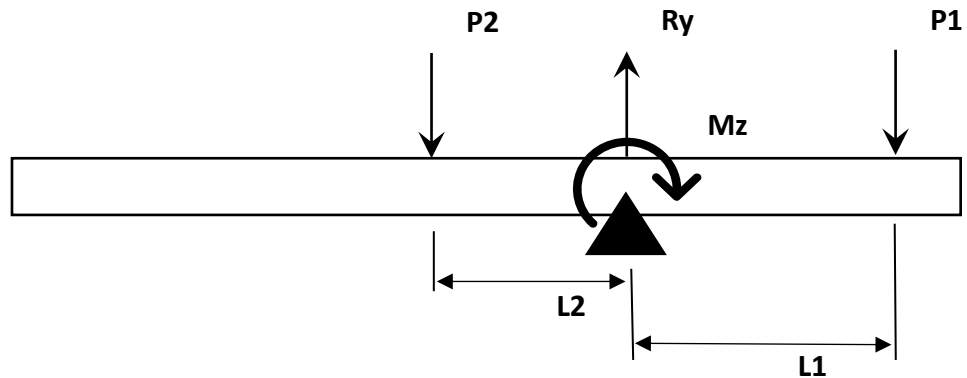
Tabel 4. 19 Shaft property S1

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\max)$	230760116	Pa
density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Panjang	200	mm

Tabel 4. 20 Gear property S1

gear property		
Berat carrier	4	Kg
Gaya berat carrier	39.2	N
Gaya tangensial	6899.84	N
Gaya radial	2511.34	N
Torsi	689.708	Nm
Torsi	6104.4	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 5 Gaya Sumbu Horizontal Poros 1

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1 = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat carrier}} = 2550.5 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 5.547 \text{ N}$$

$$L1 = 48 \text{ mm} \\ = 0.036 \text{ m}$$

$$L2 = 5.5 \text{ mm} \\ = 0.0055 \text{ m}$$

$$Mz = (P1 \times L1) + (P2 \times L2)$$

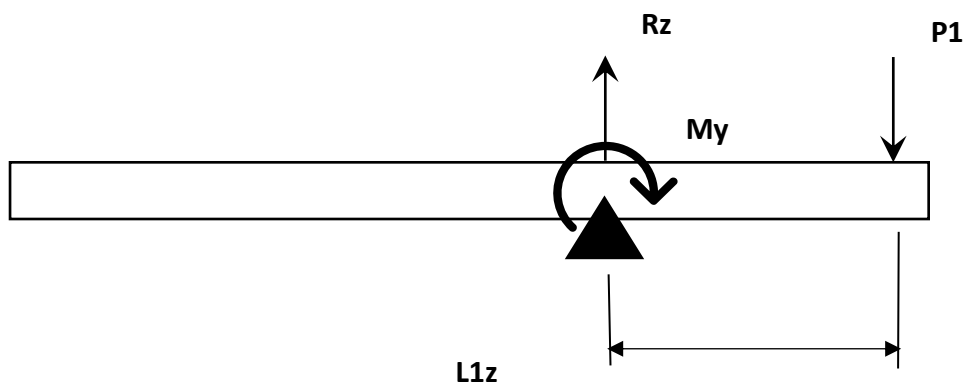
$$Mz = 122.43 + 0.0305$$

$$Mz = 122.46 \text{ Nm}$$

$$Ry = P1y + P2$$

$$Ry = 2556.1 \text{ N}$$

b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical



Gambar 4. 6 Gaya Sumbu Vertikal Poros 1

$$P1 = F_{\text{tangensial}} = 6899.8 \text{ N}$$

$$L1 = 48 \text{ mm} \\ = 0.048 \text{ m}$$

$$Rz = 6899.8 \text{ N}$$

$$My = P1z \times L1z \\ = 331.19 \text{ Nm}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$M = \sqrt{Mz^2 + My^2} \quad (4.25)$$

$$M = \sqrt{122.46^2 + 331.19^2}$$

$$M = 353.11 \text{ Nm}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\max)} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.26)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\max)$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 353.11)^2 + (1.5 \times 689.71)^2}$$

$$D^3 = 0.00000276$$

$$D = 0.0302 \text{ m}$$

$$D = 30.248 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 35 mm.

2. Penentuan Poros 2 (S2)

Poros 2 merupakan poros planet gear stage 1. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros sun gear tahap 1 digunakan data gear dan material seperti berikut:

Tabel 4. 21 Shaft Property S2

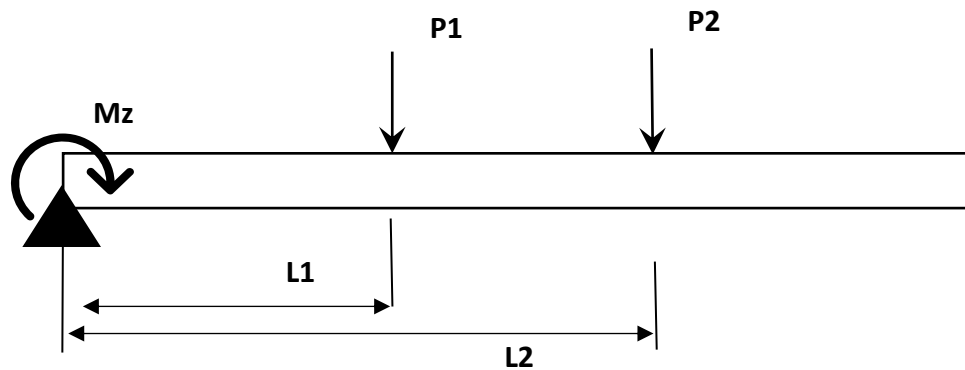
shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\max)$	230760116	Pa
density	7850	kg/m3
Panjang	70	mm

Tabel 4. 22 Gear Property S2

gear property		
Diameter gear	50	mm
Tebal gear	25	mm

Berat gear	0.35	Kg
Gaya berat gear	3.43	N
Gaya tangensial	1533.29878	N
Gaya radial	558.075115	N
Torsi	38.3171188	Nm
Torsi	339.133323	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 7 Gaya Sumbu Horizontal Poros 2

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1 = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 561.51 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 0.952 \text{ N}$$

$$L1 = 20.5 \text{ mm}$$

$$= 0.0205 \text{ m}$$

$$L2 = 35 \text{ mm}$$

$$= 0.035 \text{ m}$$

$$Mz = (P1 \times L1) + (P2 \times L2)$$

$$Mz = 11.511 + 0.033$$

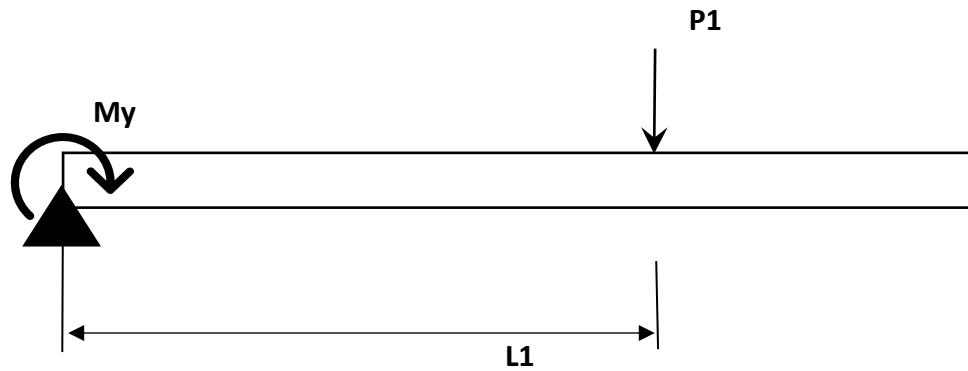
$$Mz = 11.544 \text{ Nm}$$

$$Ry = P1 + P2$$

$$Ry = 562.457 \text{ N}$$

- b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical





Gambar 4. 8 Gaya Pada Sumbu Vertikal Poros 2

$$\begin{aligned}
 P1 &= F_{\text{tangensial}} = 1533.299 \text{ N} \\
 L1 &= 35 \text{ mm} \\
 &= 0.035 \text{ m} \\
 Rz &= 1533.299 \text{ N} \\
 My &= P1 \times L1 \\
 &= 474,977 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{Mz^2 + My^2} & (4.27) \\
 M &= \sqrt{11.544^2 + 474.977^2} \\
 M &= 54.893 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\text{max})} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.28)$$

Di mana:

- D = Diameter poros, m
- $\tau(\text{max})$  = Permissible sheer stress
- kb = koreksi bending (kb = 2)
- kt = koreksi torsi (kt = 1.5)
- M = Momen bending, lb.in
- T = Torsi, lb.in

Maka,

$$\begin{aligned}
 D^3 &= \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 54.893)^2 + (1.5 \times 38.317)^2} \\
 D^3 &= 0.00000273 \\
 D &= 0.013991 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$D = 13.99 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 15 mm.

### 3. Penentuan Poros 3 (S3)

Poros 3 merupakan poros input pada planetary gear tahap 2 yang menghubungkan sun gear dengan carrier stage 2. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros 3, digunakan data gear dan material seperti berikut:

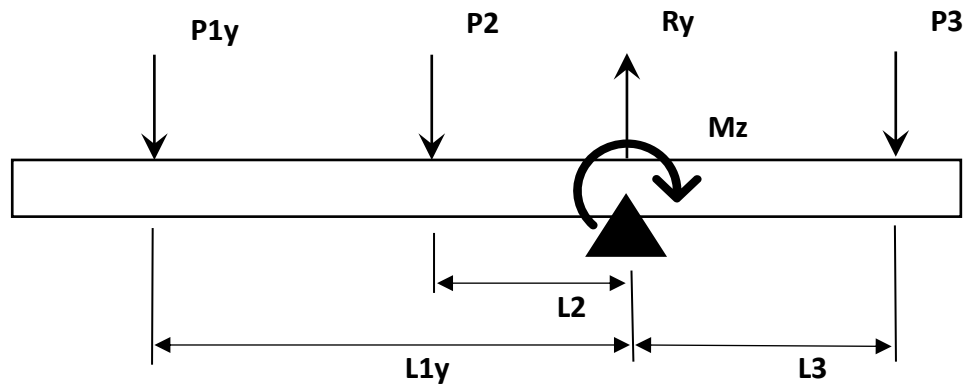
Tabel 4. 23 Shaft Property S3

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\max)$	230760116	Pa
density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Panjang	110	mm

Tabel 4. 24 Gear Property S3

gear property		
Diameter gear	100	mm
Tebal gear	25	mm
Berat gear	1.47	Kg
Gaya berat gear	14.406	N
Gaya tangensial	4599.89633	N
Gaya radial	1674.22535	N
Torsi	229.902713	Nm
Torsi	2034.79994	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 9 Gaya Sumbu Horizontal Poros 3

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1y = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 1688.613 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 3.852 \text{ N}$$

$$P3 = \text{estimasi berat carrier} = 40 \text{ N}$$

$$L1y = 36 \text{ mm} \\ = 0.036 \text{ m}$$

$$L2 = 5.5 \text{ mm} \\ = 0.0055 \text{ m}$$

$$L3 = 48 \text{ mm} \\ = 0.048 \text{ m}$$

$$Mz = (P1y \times L1y) + (P2 \times L2) - (P3 \times L3)$$

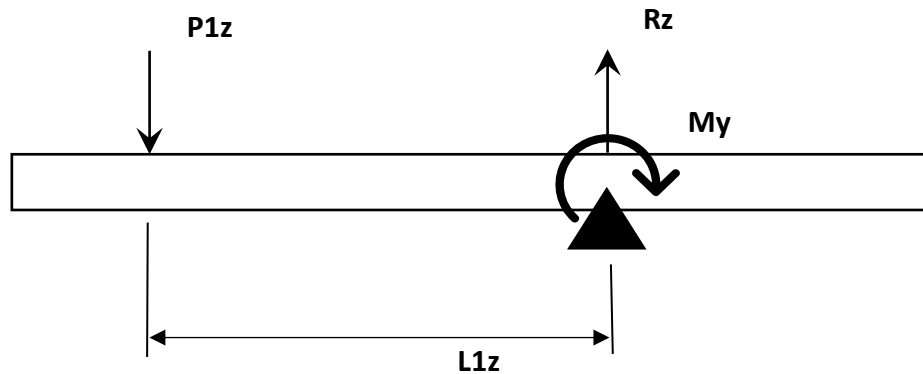
$$Mz = 60.79 + 0.02 - 1.92$$

$$Mz = 58.892 \text{ Nm}$$

$$Ry = P1y + P2 + P3$$

$$Ry = 1732.483 \text{ N}$$

b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical



Gambar 4. 10 Gaya Sumbu Vertikal Poros 3

$$\begin{aligned}
 P_{1z} &= F_{\text{tangensial}} = 4599.896 \text{ N} \\
 L_{1z} &= 36 \text{ mm} \\
 &= 0.036 \text{ m} \\
 R_z &= 4599.869 \text{ N} \\
 M_y &= P_{1z} \times L_{1z} \\
 &= 165.593 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{M_z^2 + M_y^2} & (4.29) \\
 M &= \sqrt{58.892^2 + 165.593^2} \\
 M &= 175.7566 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\text{max})} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.30)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\text{max})$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 175.7566)^2 + (1.5 \times 299.903)^2}$$

$$D^3 = 0.00000109$$

$$D = 0.022159 \text{ m}$$

$$D = 22.159 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 25 mm.

#### 4. Penentuan Poros 4 (S4)

Poros 4 merupakan poros yang digunakan pada planet gear tahap 2. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros 4 digunakan data gear dan material seperti berikut:

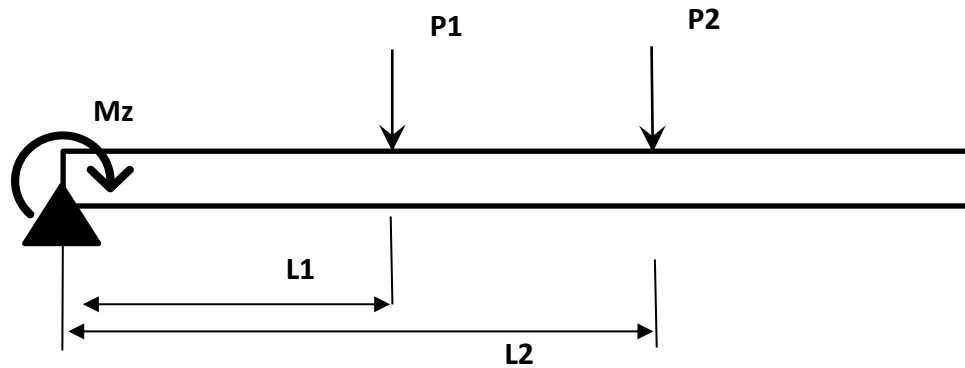
Tabel 4. 25 Shaft Property S4

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\text{max})$	230760116	Pa
density	7850	kg/m3
Panjang	70	mm

Tabel 4. 26 Gear Property S4

gear property		
Diameter gear	40	mm
Tebal gear	20	mm
Berat gear	0.18	Kg
Gaya berat gear	1.764	N
Gaya tangensial	511.1	N
Gaya radial	186.025	N
Torsi	12.7724	Nm
Torsi	113.044	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 11 Gaya Sumbu Horizontal Poros 4

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P_1 = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 187.79 \text{ N}$$

$$P_2 = \text{Estimasi berat poros} = 0.952 \text{ N}$$

$$L_1 = 20.5 \text{ mm}$$

$$= 0.0205 \text{ m}$$

$$L_2 = 35 \text{ mm}$$

$$= 0.035 \text{ m}$$

$$M_z = (P_1 \times L_1) + (P_2 \times L_2)$$

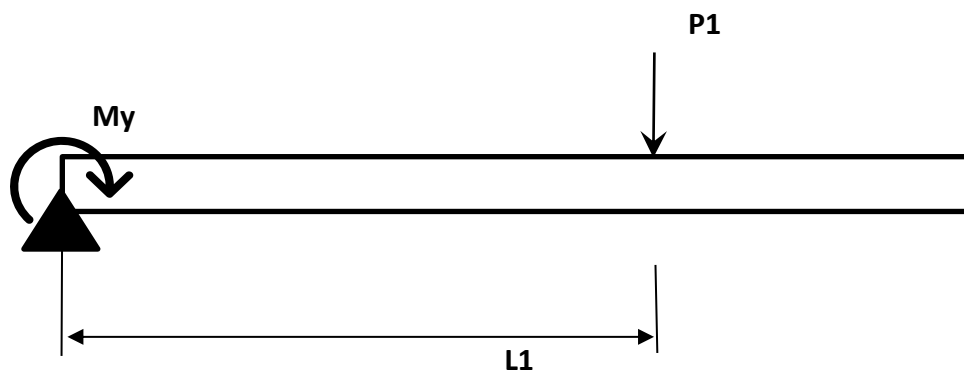
$$M_z = 3.85 + 0.033$$

$$M_z = 3.883 \text{ Nm}$$

$$R_y = P_1 + P_2$$

$$R_y = 188.74 \text{ N}$$

b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal



Gambar 4. 12 Gaya Sumbu Vertikal Poros 4

$$P1 = F_{\text{tangensial}} = 511.1 \text{ N}$$

$$L1 = 35 \text{ mm} \\ = 0.035 \text{ m}$$

$$Rz = 511.1 \text{ N}$$

$$My = P1 \times L1 \\ = 158.33 \text{ Nm}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$M = \sqrt{Mz^2 + My^2} \quad (4.31)$$

$$M = \sqrt{3.883^2 + 158.33^2}$$

$$M = 18.305 \text{ Nm}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\text{max})} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.32)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\text{max})$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 18.305)^2 + (1.5 \times 12.772)^2}$$

$$D^3 = 0.000000091$$

$$D = 0.0097 \text{ m}$$

$$D = 9.71 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 10 mm.

5. Penentuan Poros 5 (S5)

Poros 5 merupakan poros input dari planetary gear tahap 3 yang menghubungkan sun gear tahap 2 dengan carriier tahap 3. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros sun gear tahap 2 digunakan data gear dan material seperti berikut:

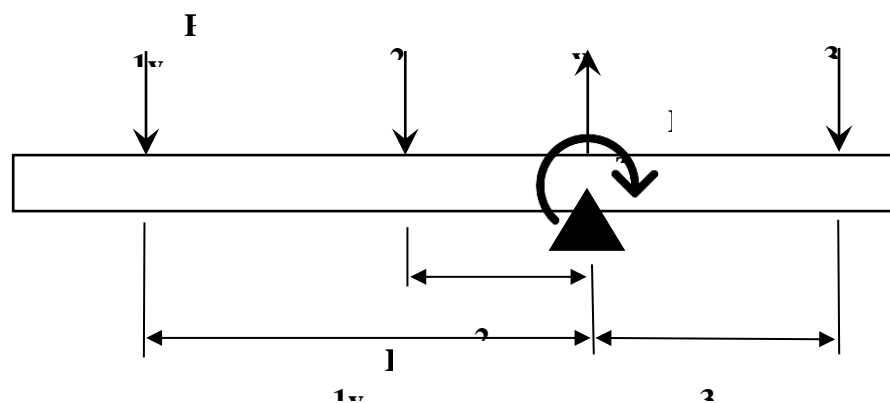
Tabel 4. 27 Shaft Property S5

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\max)$	230760116	Pa
density	7850	kg/m3
Panjang	110	mm

Tabel 4. 28 Gear Property S5

gear property		
Diameter gear	80	mm
Tebal gear	20	mm
Berat gear	0.75	Kg
Gaya berat gear	7.35	N
Gaya tangensial	1533.3	N
Gaya radial	558.075	N
Torsi	76.6342	Nm
Torsi	678.267	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 13 Gaya Sumbu Horizontal Poros 5

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1y = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 565.43 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 2.465 \text{ N}$$

$$P3 = \text{estimasi berat carrier} = 40 \text{ N}$$

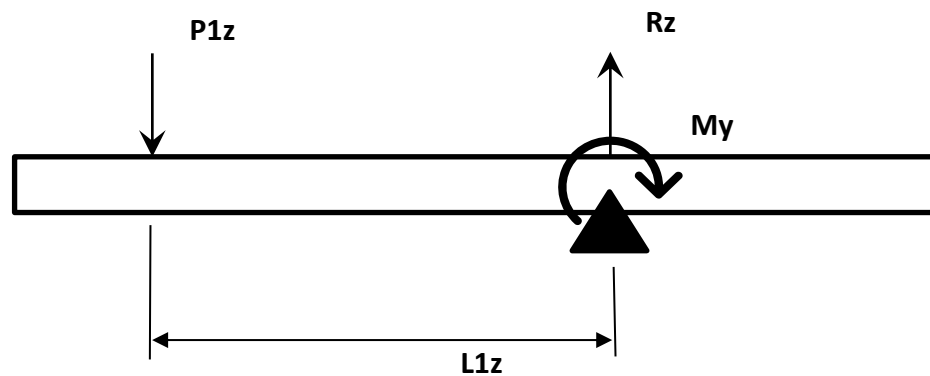


$$\begin{aligned}
 L1y &= 36 \text{ mm} \\
 &= 0.036 \text{ m} \\
 L2 &= 5.5 \text{ mm} \\
 &= 0.0055 \text{ m} \\
 L3 &= 48 \text{ mm} \\
 &= 0.048 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Mz &= (P1y \times L1y) + (P2 \times L2) - (P3 \times L3) \\
 Mz &= 20.355 + 0.014 - 1.92 \\
 Mz &= 18.449 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ry &= P1y + P2 + P3 \\
 Ry &= 607.89 \text{ N}
 \end{aligned}$$

b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical



Gambar 4. 14 Gaya Sumbu Vertikal Poros 5

$$\begin{aligned}
 P1z &= F_{\text{tangensial}} = 1533.3 \text{ N} \\
 L1z &= 36 \text{ mm} \\
 &= 0.036 \text{ m} \\
 Rz &= 1533.3 \text{ N} \\
 My &= P1z \times L1z \\
 &= 55.199 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{Mz^2 + My^2} & (4.34) \\
 M &= \sqrt{18.449^2 + 55.199^2} \\
 M &= 58.2 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\max)} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.35)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\max)$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 58.2)^2 + (1.5 \times 76.634)^2}$$

$$D^3 = 0.00000036$$

$$D = 0.0153 \text{ m}$$

$$D = 15.348 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 20 mm.

6. Penentuan Poros 6 (S6)

Poros 6 merupakan poros yang digunakan pada planet gear tahap 3. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros sun gear tahap 3 digunakan data gear dan material seperti berikut:

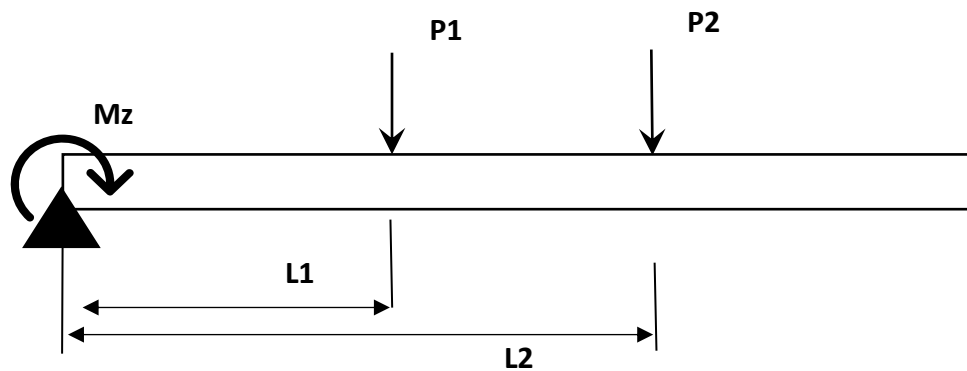
Tabel 4. 29 Shaft Property S6

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\max)$	230760116	Pa
density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Panjang	70	mm

Tabel 4. 30 Gear Property S6

gear property		
Diameter gear	30	mm
Tebal gear	15	mm
Berat gear	0.074	Kg
Gaya berat gear	0.7252	N
Gaya tangensial	170.367	N
Gaya radial	62.0083	N
Torsi	4.25746	Nm
Torsi	37.6815	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 15 Gaya Horizontal Poros 6

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1 = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 62.734 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 0.952 \text{ N}$$

$$L1 = 20.5 \text{ mm} \\ = 0.0205 \text{ m}$$

$$L2 = 35 \text{ mm} \\ = 0.035 \text{ m}$$

$$Mz = (P1y \times L1y) + (P2 \times L2)$$

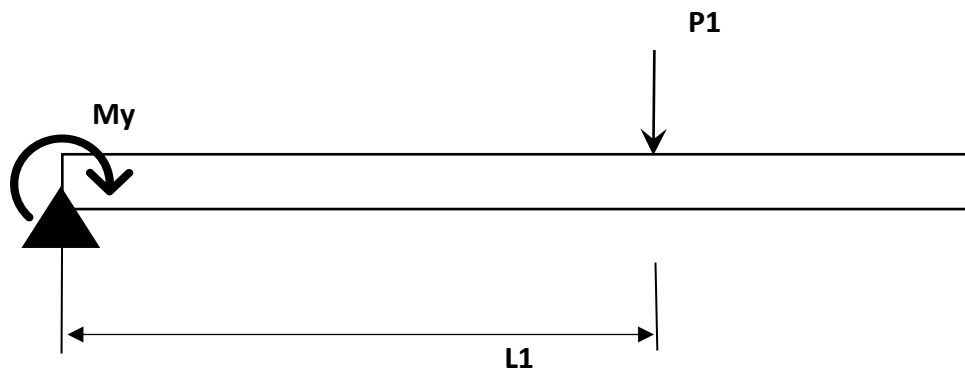
$$Mz = 1.286 + 0.033$$

$$Mz = 1.319 \text{ Nm}$$

$$Ry = P1y + P2$$

$$Ry = 63.685 \text{ N}$$

- b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical



Gambar 4. 16 Gaya Vertikal Poros 6

$$\begin{aligned}
 P1 &= F_{\text{tangensial}} = 170.37 \text{ N} \\
 L1 &= 35 \text{ mm} \\
 &= 0.035 \text{ m} \\
 Rz &= 170.37 \text{ N} \\
 My &= P1 \times L1 \\
 &= 5.963 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

- c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{Mz^2 + My^2} & (4.36) \\
 M &= \sqrt{1.319^2 + 5.963^2} \\
 M &= 6.107 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

- d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\text{max})} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.37)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\text{max})$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 6.107)^2 + (1.5 \times 4.2575)^2}$$

$$D^3 = 0.000000304$$

$$D = 0.0067 \text{ m}$$

$$D = 6.73 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 8 mm.

#### 7. Penentuan Poros 7 (S7)

Poros 7 merupakan poros output dari planetary gearbox yang menghubungkan sun gear pada tahap 3 dengan flywheel. Dalam Perhitungan poros, ditentukan gaya-gaya yang dikenakan pada poros. Pada poros sun gear tahap 3 digunakan data gear dan material seperti berikut:

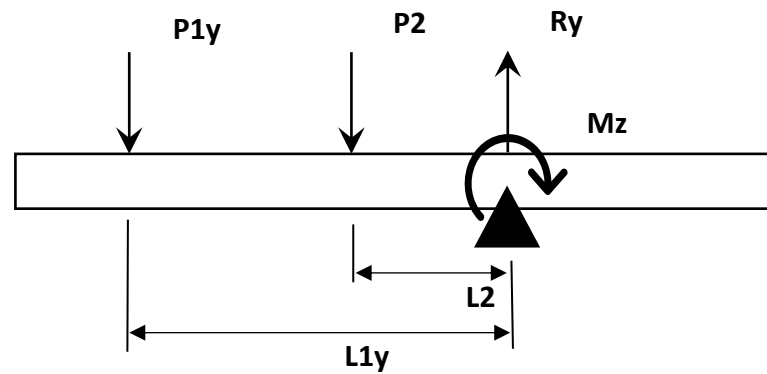
Tabel 4. 31 Shaft Property S7

shaft property		
Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
Sut	1282.00064	Mpa
Syt	786.00264	Mpa
0.18 Sut	230.760116	Mpa
0.3 Syt	235.800792	Mpa
$\tau(\text{max})$	230760116	Pa
density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Panjang	110	mm

Tabel 4. 32 Gear Property S7

gear property		
Diameter gear	60	mm
Tebal gear	15	mm
Berat gear	1.47	Kg
Gaya berat gear	14.406	N
Gaya tangensial	511.1	N
Gaya radial	186.025	N
Torsi	25.5447	Nm
Torsi	226.089	lb.in

Dengan data tersebut dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gear sebagai berikut:



Gambar 4. 17 Gaya Horizontal Poros 7

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horizontal

$$P1y = F_{\text{radial}} + F_{\text{berat gear}} = 200.43 \text{ N}$$

$$P2 = \text{Estimasi berat poros} = 1.387 \text{ N}$$

$$L1y = 36 \text{ mm} \\ = 0.036 \text{ m}$$

$$L2 = 5.5 \text{ mm} \\ = 0.0055 \text{ m}$$

$$Mz = (P1y \times L1y) + (P2 \times L2)$$

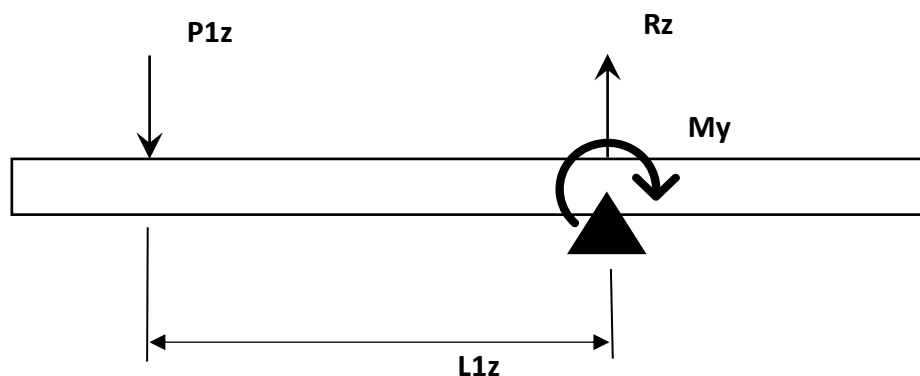
$$Mz = 7.2155 + 0.0076$$

$$Mz = 7.223 \text{ Nm}$$

$$Ry = P1y + P2$$

$$Ry = 201.82 \text{ N}$$

b. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertical



Gambar 4. 18 Gaya Vertikal Poros 7

$$P1z = F_{\text{tangensial}} = 511.1 \text{ N}$$

$$L1z = 36 \text{ mm}$$

$$= 0.036 \text{ m}$$

$$Rz = 511.1 \text{ N}$$

$$My = P1z \times L1z$$

$$= 162.85 \text{ Nm}$$

c. Resultan momen

Nilai resultan didapatkan dengan menggunakan pythagoras antara momen vertical dan horizontal dengan perhitungan seperti berikut:

$$M = \sqrt{Mz^2 + My^2} \quad (4.38)$$

$$M = \sqrt{7.223^2 + 162.85^2}$$

$$M = 19.767 \text{ Nm}$$

d. Menentukan diameter poros

Dengan hasil resultan gaya, dapat dilakukan perhitungan diameter poros minimum dan ditentukan diameter poros yang akan digunakan dengan perhitungan seperti berikut:

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times \tau(\text{max})} \sqrt{(kb \times M)^2 + (kt \times T)^2} \quad (4.39)$$

Di mana:

D = Diameter poros, m

$\tau(\text{max})$  = Permissible sheer stress

kb = koreksi bending (kb = 2)

kt = koreksi torsi (kt = 1.5)

M = Momen bending, lb.in

T = Torsi, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 230760115.7} \sqrt{(2 \times 19.767)^2 + (1.5 \times 25.545)^2}$$

$$D^3 = 0.00000122$$

$$D = 0.0107 \text{ m}$$

$$D = 10.676 \text{ mm}$$

Dengan nilai diameter minimum tersebut dipilih poros dengan diameter 15 mm.

8. Spesifikasi Shaft

Dengan perhitungan shaft yang telah dilakukan, didapatkan nilai spesifikasi shaft pada planetary gear sebagai berikut:

Tabel 4. 33 Spesifikasi Shaft Pada *Planetary Gearbox*

Komponen	Gaya Resultan (N)	Torsi (Nm)	Material	Panjang (mm)	Diameter (mm)
Shaft 1	353.11	689.7	AISI/SAE 4340	110	35
Shaft 2	54.9	38.3	AISI/SAE 4340	70	15
Shaft 3	175.8	299.9	AISI/SAE 4340	110	25
Shaft 4	18.3	12.8	AISI/SAE 4340	70	10
Shaft 5	58.2	76.6	AISI/SAE 4340	110	20
Shaft 6	6.1	4.3	AISI/SAE 4340	70	8
Shaft 7	19.8	25.6	AISI/SAE 4340	110	15

#### 4.2.4 Penentuan Spesifikasi Poros

Perhitungan bearing dilakukan untuk menghitung rating life dari bearing, pada penelitian ini digunakan produk bearing dari maker yang ada di pasaran. Pemilihan bearing dilakukan dengan menyesuaikan diameter poros dan diameter lubang poros pada gear. Untuk mengetahui nilai life rating dilakukan perhitungan berikut:

$$L_{10} = (C/P)^b \quad (4.40)$$

Di mana:

$L_{10}$  = Rating life, millions of revolutions

$C$  = Basic dynamic load rating

$P$  = Design load

$b$  = 3,0 for ball bearing and 10/3 for roller bearing

$$L_{10} = 10^6 / (60 \times n) (C/P)^b \quad (4.41)$$

Di mana:

$L_{10}$  = Rating life, hours

$C$  = Basic dynamic load rating

$P$  = Design load

$b$  = 3,0 for ball bearing and 10/3 for roller bearing

$$P = V \times F_r \quad (4.42)$$

Di mana:

$P$  = Design load

$V$  = a rotation factor ( $V = 1$  for inner ring rotation)

$F_r$  = Radial load

#### 1. Spesifikasi bearing carrier tahap 1 (B1 & B2)

Tabel 4. 34 Spesifikasi Bearing 1&2

Diameter dalam	25 mm
Out diameter	52 mm
Ketebalan	15 mm
Kode bearing	<b>C-SE6205ZZ</b>
Basic dynamic load	5109 N



Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 1674.225 = 1674.225 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{5109}{1674.225} \right)^3 = 28.416 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 45} \left( \frac{5109}{1674.225} \right)^3 = 10524.5 \text{ hr} = 438.5 \text{ d} = 1.2 \text{ y}$$

## 2. Spesifikasi bearing planet gear tahap 1 (B3)

Tabel 4. 35 Spesifikasi Bearing 3

Diameter dalam	15 mm
Out diameter	32 mm
Ketebalan	9 mm
Kode bearing	<b>C-SE620ZZ</b>
Basic dynamic load	2831 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 558.075 = 558.075 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{2831}{558.075} \right)^3 = 130.539 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 90} \left( \frac{2831}{558.075} \right)^3 = 24173.9 \text{ hr} = 1007.3 \text{ d} = 2.6 \text{ y}$$

## 3. Spesifikasi bearing sun gear tahap 1 (B4)

Tabel 4. 36 Spesifikasi Bearing 4

Diameter dalam	35 mm
Out diameter	55 mm
Ketebalan	10 mm
Kode bearing	<b>C-SE6205ZZ</b>
Basic dynamic load	9265 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 2511.338 = 2511.338 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{9265}{2511.338} \right)^3 = 50.214 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 15} \left( \frac{9265}{2511.338} \right)^3 = 55792.8 \text{ hr} = 2324.7 \text{ d} = 6.369 \text{ y}$$

4. Spesifikasi bearing planet gear tahap 2 (B5)

Tabel 4. 37 Spesifikasi Bearing 5

Diameter dalam	20 mm
Out diameter	37 mm
Ketebalan	9 mm
Kode bearing	<b>C-SE6904ZZ</b>
Basic dynamic load	3222 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 558.08 = 558.08 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{3222}{558.08} \right)^3 = 192.44 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 135} \left( \frac{3222}{558.08} \right)^3 = 23785 \text{ hr} = 989.9 \text{ d} = 2.7 \text{ y}$$

5. Spesifikasi bearing sun gear tahap 2 (B6)

Tabel 4. 38 Spesifikasi Bearing 6

Diameter dalam	10 mm
Out diameter	22 mm
Ketebalan	6 mm
Kode bearing	<b>C-SE6900ZZ</b>
Basic dynamic load	1360 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 186.03 = 186.03 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{1360}{186.03} \right)^3 = 390.75 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 270} \left( \frac{1360}{186.03} \right)^3 = 24121 \text{ hr} = 1005 \text{ d} = 2.6 \text{ y}$$

6. Spesifikasi bearing planet gear tahap 3 (B7)

Tabel 4. 39 Spesifikasi Bearing 7

Diameter dalam	15 mm
Out diameter	28 mm
Ketebalan	7 mm
Kode bearing	<b>C-SE6902ZZ</b>
Basic dynamic load	2185 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 186.03 = 186.03 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{2185}{186.03} \right)^3 = 1620.5 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 405} \left( \frac{2185}{186.03} \right)^3 = 66686 \text{ hr} = 2778.6 \text{ d} = 7.6 \text{ y}$$

7. Spesifikasi bearing sun gear tahap 3 (B8 & B9)

Tabel 4. 40 Spesifikasi Bearing 8&9

Diameter dalam	10 mm
Out diameter	19 mm
Ketebalan	5 mm
Kode bearing	<b>C-SE6800ZZ</b>
Basic dynamic load	867 N

Dengan spesifikasi bearing tersebut, dapat dilakukan perhitungan life rating dari bearing seperti berikut:

$$P = 1 \times 62.008 = 62.008 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{867}{62.008} \right)^3 = 2733.4 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 810} \left( \frac{867}{62.008} \right)^3 = 56243 \text{ hr} = 2343.5 \text{ d} = 6.4205 \text{ y}$$

4.2.5 Bearing yang digunakan pada planetary gear

Sehingga dengan perhitungan tersebut dipilih bearing pada tiap poros adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 41 SPesifikasi Bearing

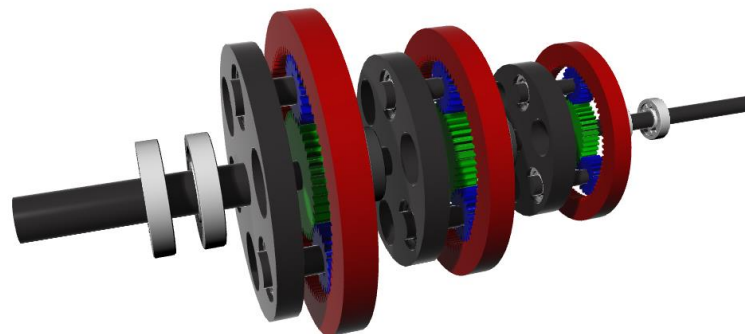
Component	Type	Inside diameter (mm)	Outside diameter (mm)	Thickness (mm)	Basic dynamic load(N)	L10 (mil rev)	L10 (hour)	L10 (years)
B1	C-SE6205ZZ	35	55	10	9265	50.2	55792	6.4
B2	C-SE6205ZZ	35	55	10	9265	50.2	55792	6.4
B3	C-SE6202ZZ	15	31	9	2831	130.5	24173.9	2.6
B4	C-SE6205ZZ	25	52	15	5109	28.4	10524.5	1.2
B5	C-SE6900ZZ	10	22	6	1360	390.8	24121	2.6
B6	C-SE6904ZZ	20	37	9	3222	192.44	23785	2.7
B7	C-SE6800ZZ	10	19	5	867	2733.4	56243	6.4
B8	C-SE6902ZZ	15	28	7	2185	1620.5	66686	7.6
B9	C-SE6902ZZ	15	28	7	2185	1620.5	66686	7.6

### 4.3 Hasil Desain Planetary Gear

Setelah dilakukan perhitungan pada tiap komponen planetary gear, dan didapatkan spesifikasinya, dilakukan proses 3D modeling planetary gear menggunakan software 3D. Proses desain 3D pada planetary gear ini digunakan dua aplikasi modeling yaitu Onshape dan juga Rhinoceros, Dimana Onshape digunakan untuk penyatuan model 3D, sedangkan rhinoceros digunakan untuk proses modeling berdasarkan dimensi yang telah didapatkan pada masing-masing komponen. Berikut merupakan hasil desain dari planetary gearbox pada PLTGL-SB.

#### 4.3.1 Proses Modeling Planetary Gear

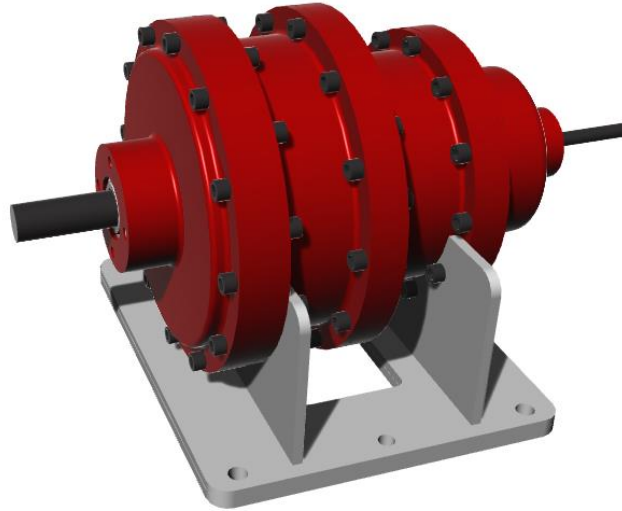
Proses modeling planetary gear dilakukan dengan modeling tiap-tiap part seperti poros, bearing, carrier, planet gear, sun gear, serta ring gear seperti pada gambar



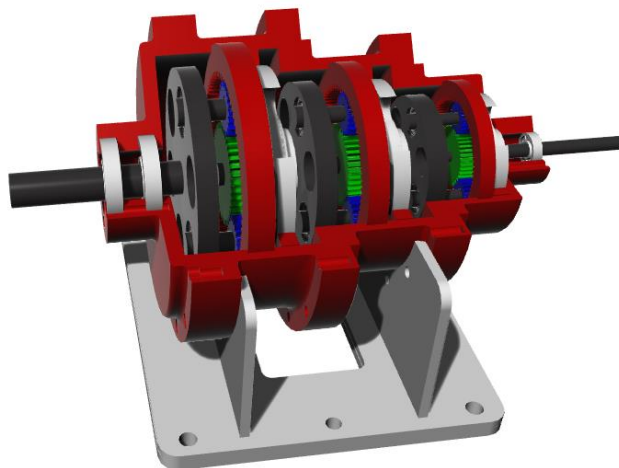
Gambar 4. 19 Rangkaian Planetary Gear

#### 4.3.2 Proses Modeling Casing Planetary Gearbox

Setelah dilakukan proses modeling planetary gear, dilakukan dengan modeling pada casing planetary gearbox sebagai wadah dari planetary gear sehingga didapatkan model casing planetary gearbox seperti berikut.



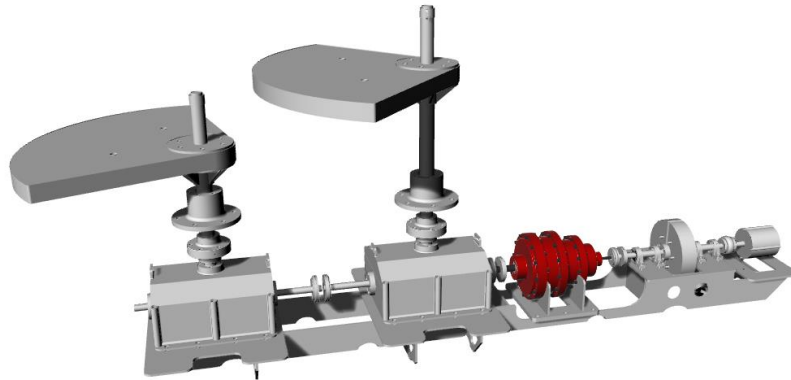
Gambar 4. 20 Casing Planetary Gearbox



Gambar 4. 21 Tampak Casing Terbuka Planetary Gearbox

#### 4.3.3 Proses Assembly Planetary Gearbox pada PLTGL

Setelah dilakukan proses modeling planetary gearbox dengan casingnya, dilakukan proses modeling pada assembly antara planetary gearbox dengan PLTGL-SB untuk menentukan kesesuaian desai *planetary gearbox*.



Gambar 4. 22 Assembly Planetary Gearbox

#### 4.4 Perhitungan Effisiensi *Planetary Gearbox*

Dari desain tersebut dilakukan perhitungan nilai efisiensi pada planetary gearbox. Dengan perhitungan ini dapat dibandingkan efisiensi *planetary gearbox* yang didesain dengan desain *planetary gearbox* sebelumnya. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan dengan rumus berikut:

$$E_0 = P_{out} / P_{in} \quad (4.43)$$

Dimana:

$P_{in}$  = daya yang masuk ke dalam pasangan roda gigi.

$P_{out}$  = daya yang tersedia untuk diteruskan ke tahap berikutnya.

$E_0$  = efisiensi dasar dari pasangan roda gigi.

Daya keluaran dapat dihitung dengan mengurangkan daya masukan dengan nilai kehilangan daya pada planetary gear. Nilai kehilangan daya dapat dihitung dengan persamaan berikut:

##### a. Losses Planet Ring

$$P_{pr} = \frac{50 \mu}{\alpha} \times \frac{Hs^2 + Ht^2}{Hs + Ht} \quad (4.44)$$

$$Hs = (Rg - 1) \times \left( \sqrt{\left(\frac{Ro}{Rp}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (4.45)$$

$$Ht = \left(\frac{Rg - 1}{Rg}\right) \times \left( \sqrt{\left(\frac{ro}{rp}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (4.46)$$

##### b. Losses Planet Sun

$$P_{ps} = \frac{50 \mu}{\cos \alpha} \times \frac{Hs^2 + Ht^2}{Hs + Ht} \quad (4.47)$$

$$H_s = (R_g + 1) \times \left( \sqrt{\left(\frac{R_o}{R_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (4.48)$$

$$H_t = \left(\frac{R_g + 1}{R_g}\right) \times \left( \sqrt{\left(\frac{r_o}{r_p}\right)^2 - \cos^2 \alpha} - \sin \alpha \right) \quad (4.49)$$

Dimana:

$P$  = Kehilangan daya (Watt)

$\mu$  = Fraction loss

$\alpha$  = Pressure angel gigi

$R_g$  = rasio gigi

$R_o$  = Diameter luar gigi

$R_p$  = Pitch diameter gigi

$r_o$  = Diameter luar pinion

$r_p$  = Pitch diameter pinion

### 3. Efisiensi Planetary Gearbox

Dari perhitungan tersebut didapatkan nilai efisiensi dari planetary gearbox sebesar 98.3%, sedangkan untuk planetary gearbox sebelumnya didapatkan nilai efisiensi sebesar 97.8%.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## **BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN**

### **5.1 Kesimpulan**

Penelitian ini digunakan untuk mendapatkan rancangan planetary gearbox pada PLTGL-SB sehingga dapat meningkatkan nilai putaran dengan nilai efisiensi yang lebih baik dari desain sebelumnya. Berikut merupakan beberapa Kesimpulan dari penelitian ini:

1. Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa planetary gear dapat meningkatkan nilai putaran sebesar 27 kali dari 15 RPM menjadi 405 RPM.
2. Desain planetary gear yang digunakan untuk menaikkan putaran pada PLTGL-SB ini menggunakan multi-stage planetary gear yang masing-masing tahapannya memiliki rasio 1:3 dengan carrier sebagai input, planet gear sebagai mediatory, dan sun gear sebagai output.
3. Dari perhitungan diatas didapatkan hasil desain multi-stage planetary gear dengan jumlah gigi pada ring, planet, dan sun gear masing masingnya sebanyak 80, 40, dan 20 gigi, serta modul pada tahap pertama, kedua, dan ketiga masing-masingnya 2,5; 2; dan 1,5. Selain itu juga didapatkan nilai poros 1 sampai dengan 7 masing masingnya berdiameter: 35, 15, 25, 10, 20, 8, dan 15 mm. Serta dengan nilai life rating pada bearing diatas 2 tahun.
4. Dari perhitungan efisiensi, didapatkan bahwa planetary gear yang didesain memiliki efisiensi yang lebih besar yaitu sebesar 98,3%. Dari yang sebelumnya yaitu sebesar 97.8%.

### **5.2 Saran**

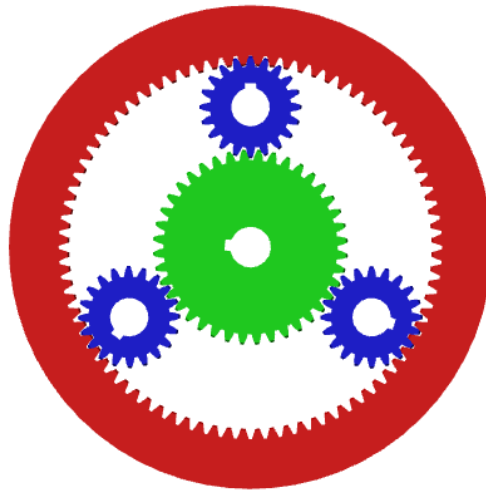
Penelitian planetary gearbox pada PLTGL-SB ini bersifat teoritis. Penulis sangat berharap agar penelitian gearbox pendulum ganda selanjutnya dapat dilakukan secara eksperimental. Terdapat catatan bagian efisiensi bahwa efisiensi yang diperhitungkan hanya efisiensi dengan nilai loses yang diakibatkan oleh gesekan antar gear. Nilai efisiensi dapat diolah lebih lanjut untuk diperhitungkan dari faktor-faktor kehilangan daya yang lainnya.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- Robert L. Mott, "Machine Elements in Mechanical Design Fourth Edition". University of Dayton, 2004.
- Metin ZEYVELİ a , Cevdet GÖLOĞLU, "DESIGN OPTIMISATION OF TWO STAGE GEARBOX WITH HELICAL GEARS". Sakarya University, Department of Industrial Engineering, 2006.
- M. Iglesias, A. Fernandez del Rincon, A. de-Juan, P. Garcia, A. Diez-Ibarbia, F. Viadero, "PLANETARY TRANSMISSION LOAD SHARING: MANUFACTURING ERRORS AND SYSTEM CONFIGURATION STUDY". University of Cantabria, Department of Structural and Mechanical Engineering, 2016.
- Litvin F L., Vecchiato D., Demenego A., Karedes E., Hansen B., Handschuh R., [2002], "Design of One Stage *Planetary gear* With Improved Conditions Load Distribution and Reduced Transmission Errors", Journal Of Mechanical Design Vol.124 by ASME
- Singh A., Kahraman A., Ligata H., "Internal Gear Strain and Load Sharing in Planetary Transmissions: Model and Experiments", Transaction of the ASME, 2008.
- Zhang A., Wei J., Qin D., Hou S. Analytical coupling characterization of multi-stage planetary gear free vibration considering flexible structure, 2016.
- Dein Shaw, et al, Efficiency Analysis and Controller Design of a Continuous Variable Planetary Transmission for a CAES Wind Energy System, 2014.
- Zeno, Perancangan Sistem Transmisi untuk Penerapan Energi Laut, 2013.
- Hendrianto A., Perancangan Mekanisme Sistem Transmisi Gearbox pada Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut, 2019.
- Ramadhan A., Combination Design of Planetary Gear and Flywheel Transmission System for Ocean Wave Power Plant- Pendulum System, 2021.
- Firmansyah. Mohamad Wahyu, "STUDI EKSPERIMEN *PLANETARY GEAR* UNTUK PENERAPAN ENERGI LAUT" , TA, Departmen Teknik Sistem Perkapalan . ITS. Surabaya, 2015.

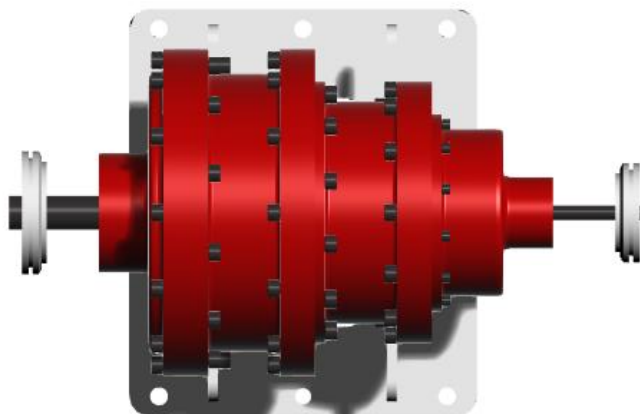
## LAMPIRAN



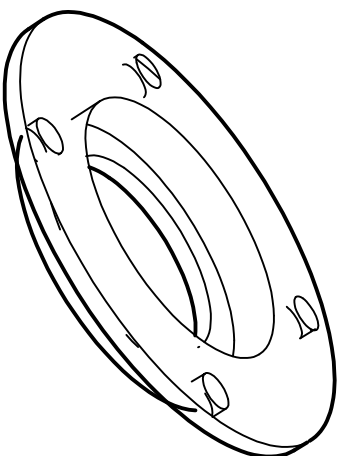
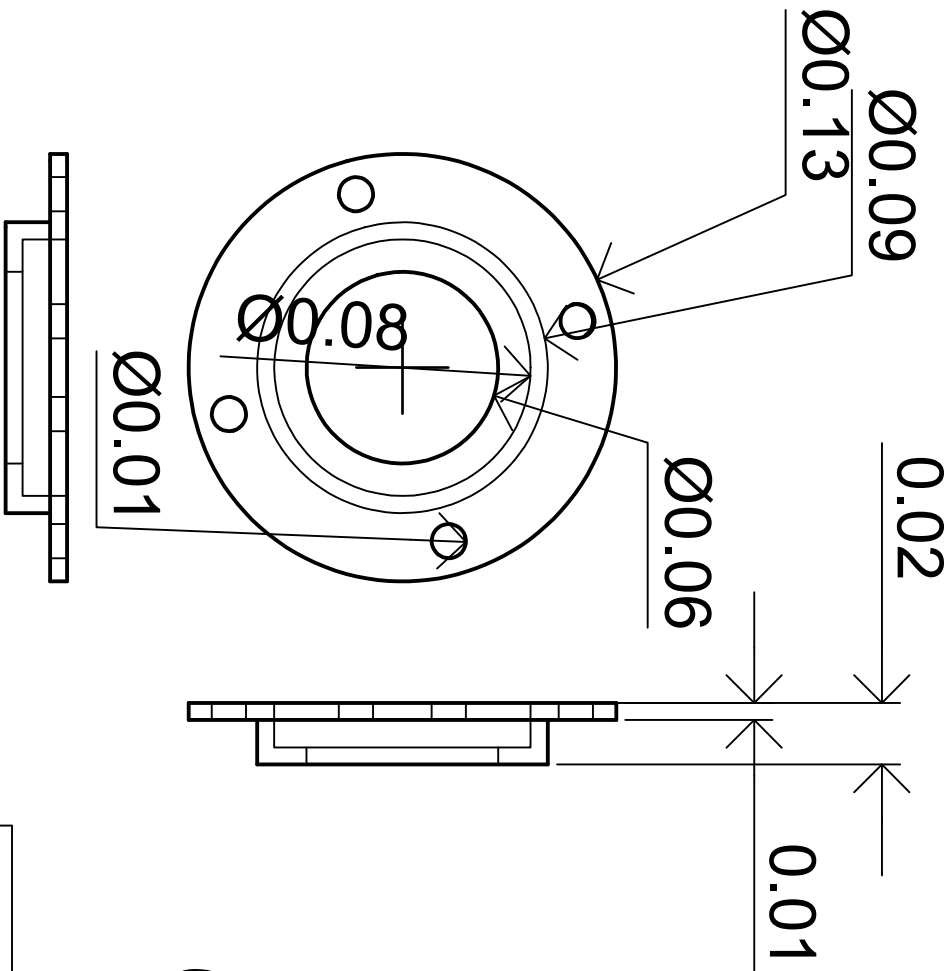
Lampiran 1. Susunan Planetary Gear



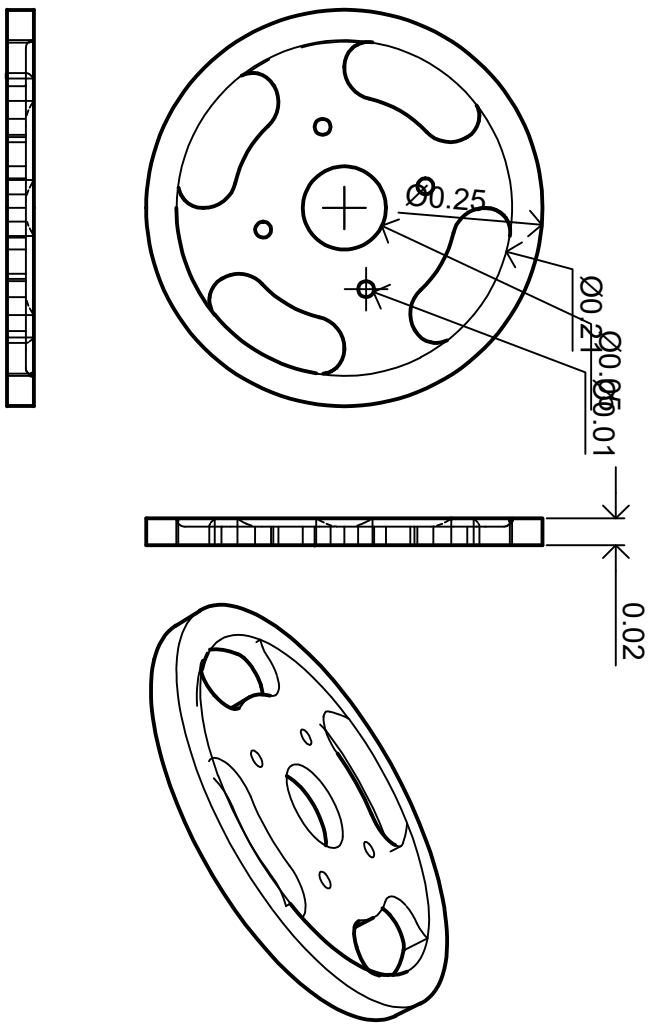
Lampiran 2. Tampak Samping Planetary Gearbox



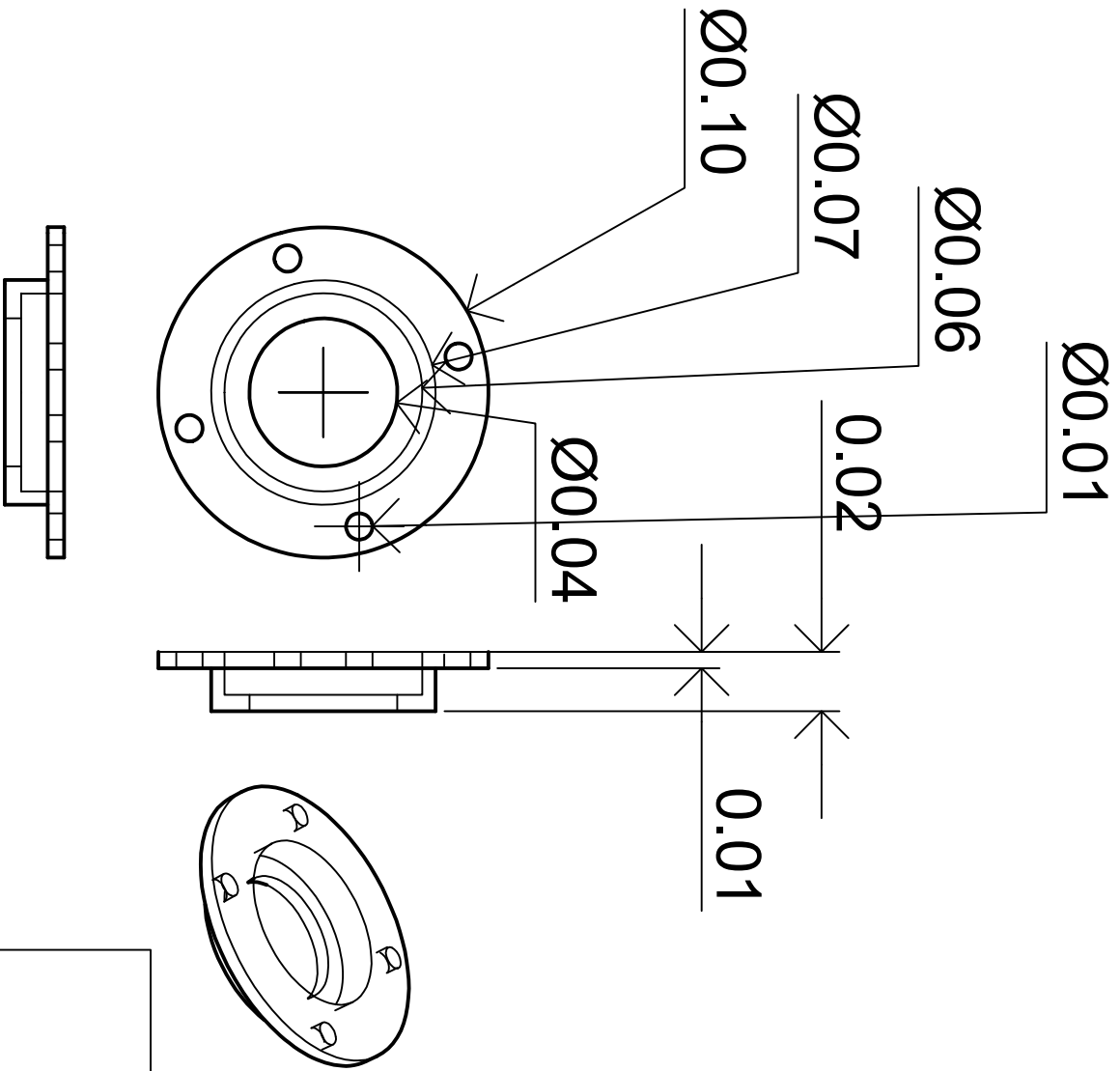
Lampiran 3. Tampak Atas Planetary Gearbox



ARM 1.1	SKALA
2024-7-23	1 : 2
	PLTGL-A-1.1



ARM 1	SKALA
	1 : 4
2024-7-23	PLTGL-A-1



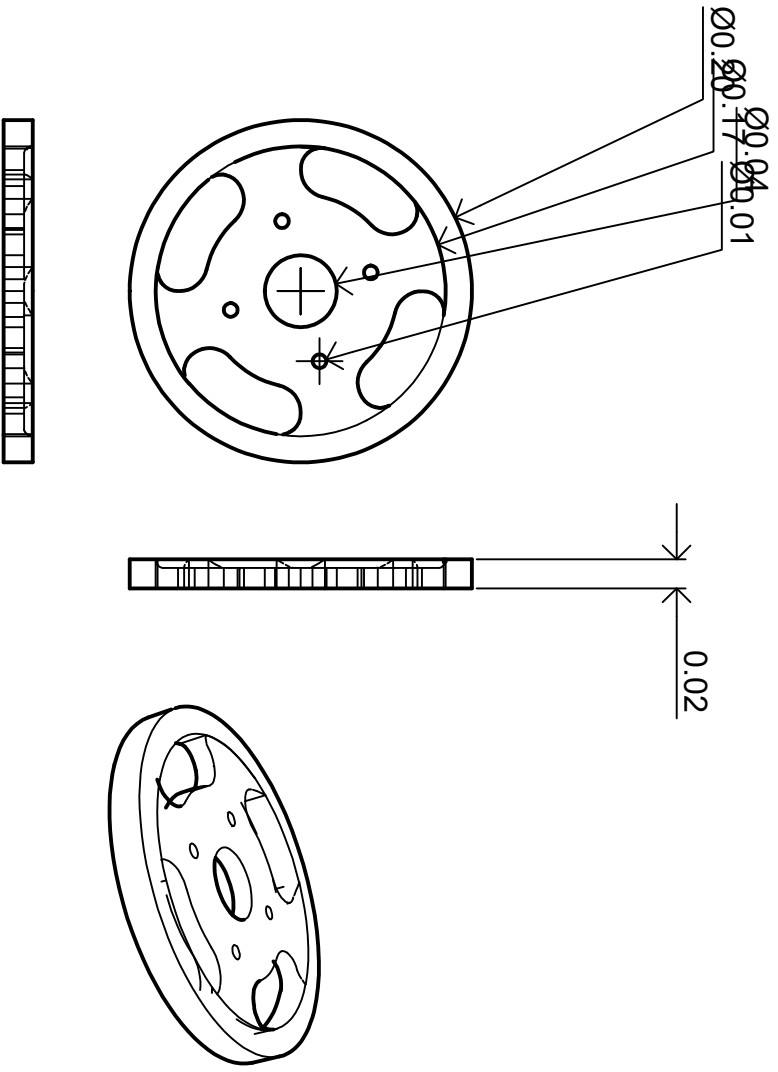
ARM 2.1

SKALA

1 : 2

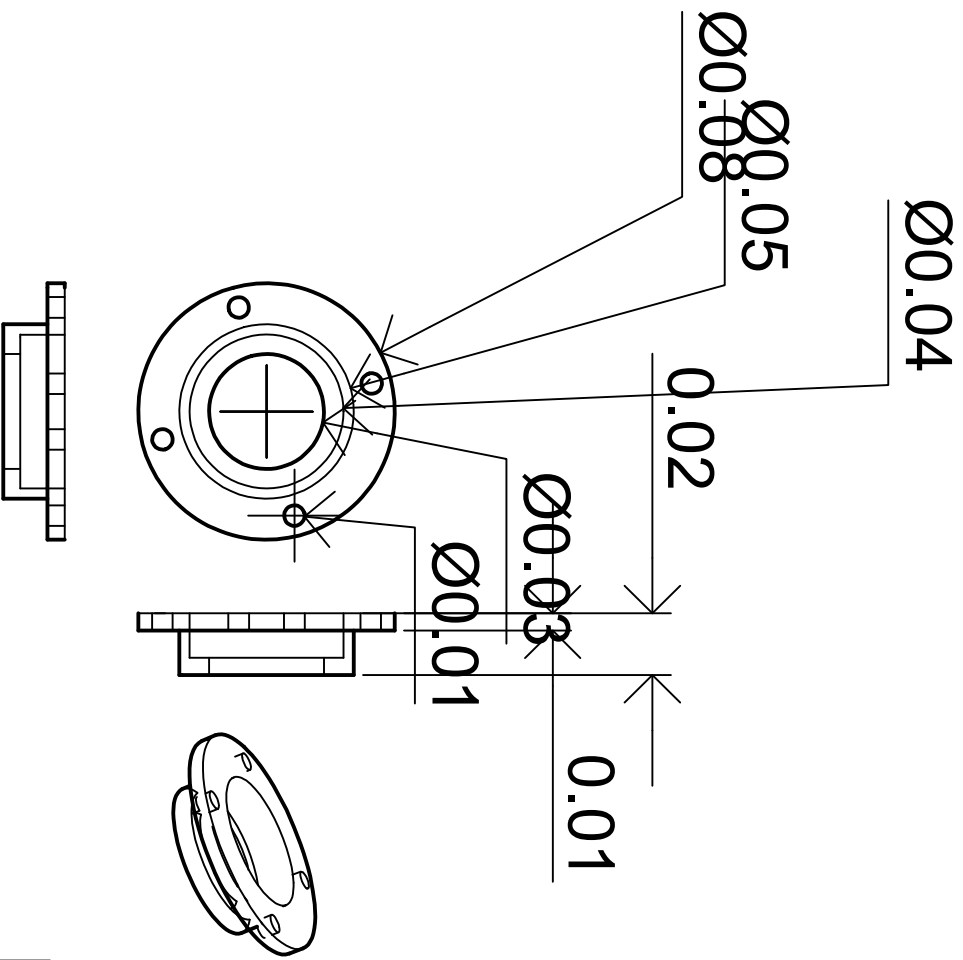
2024-7-23

PLTGL-A-2.1

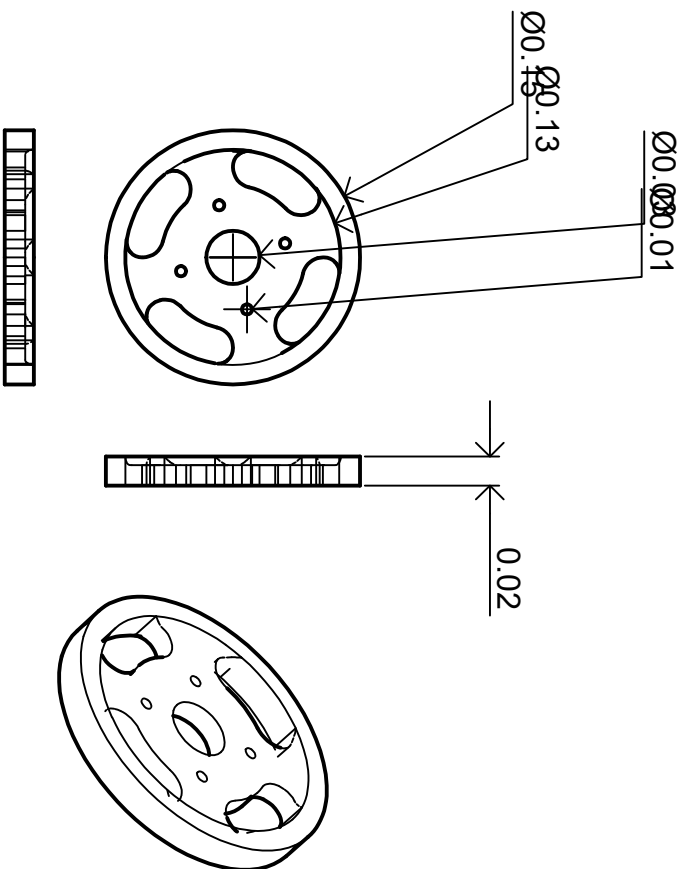


ARM 2	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-A-2

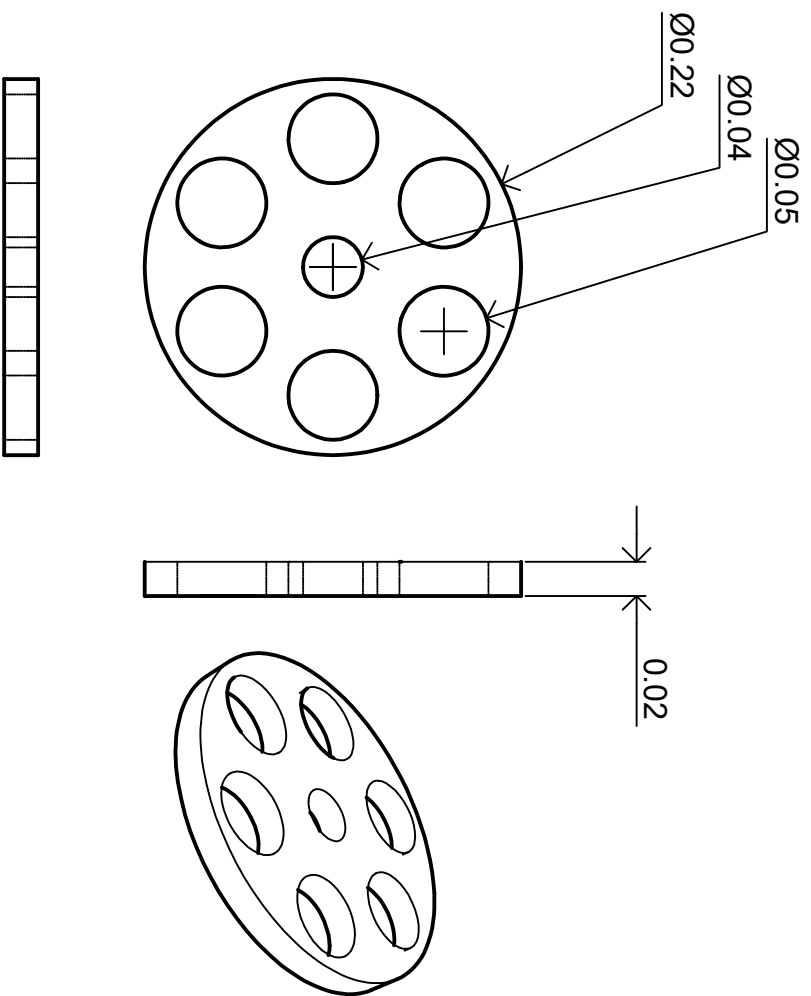




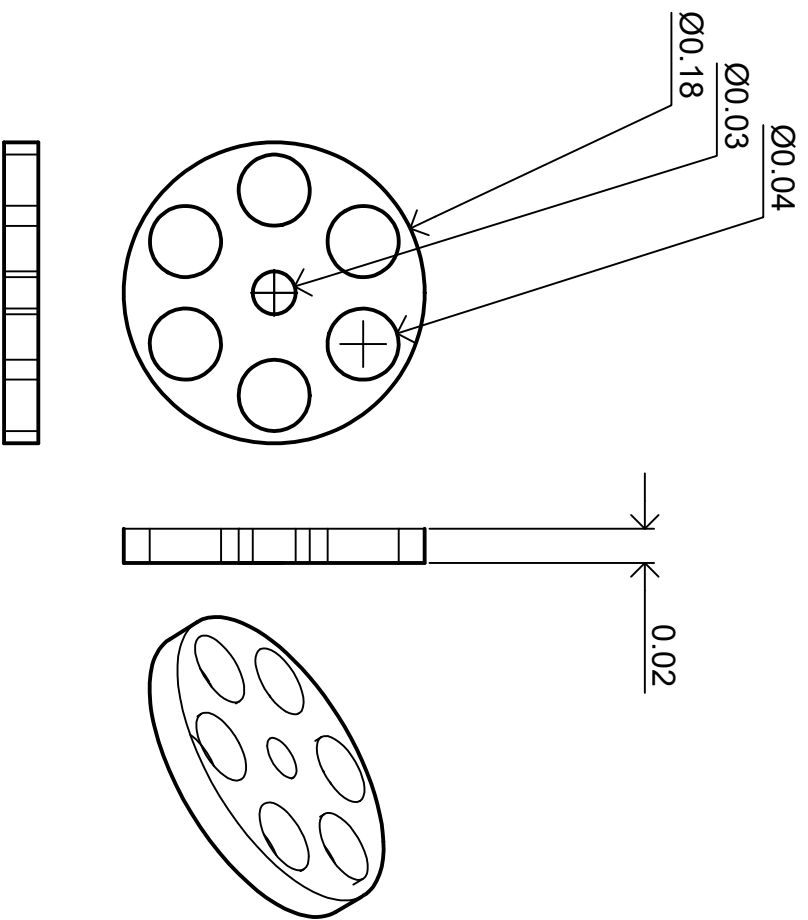
ARM 3.1	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-A-3.1



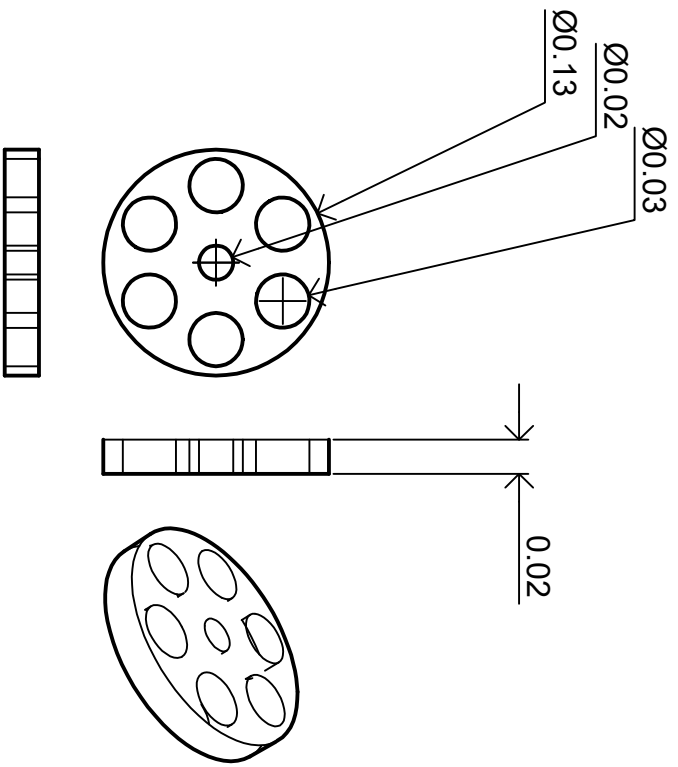
ARM 3	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-A-3



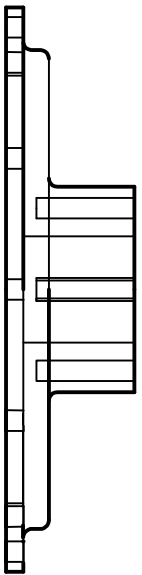
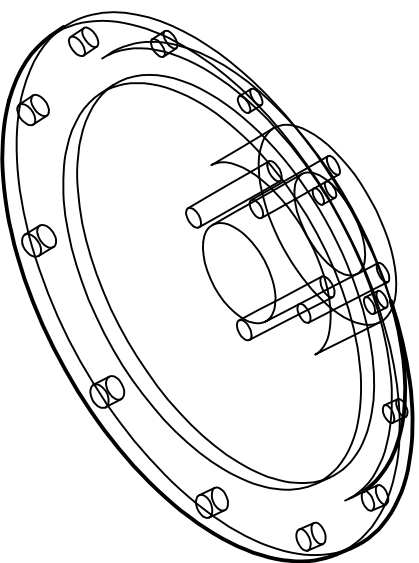
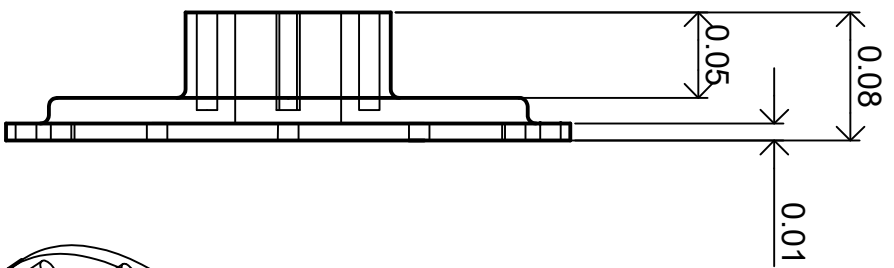
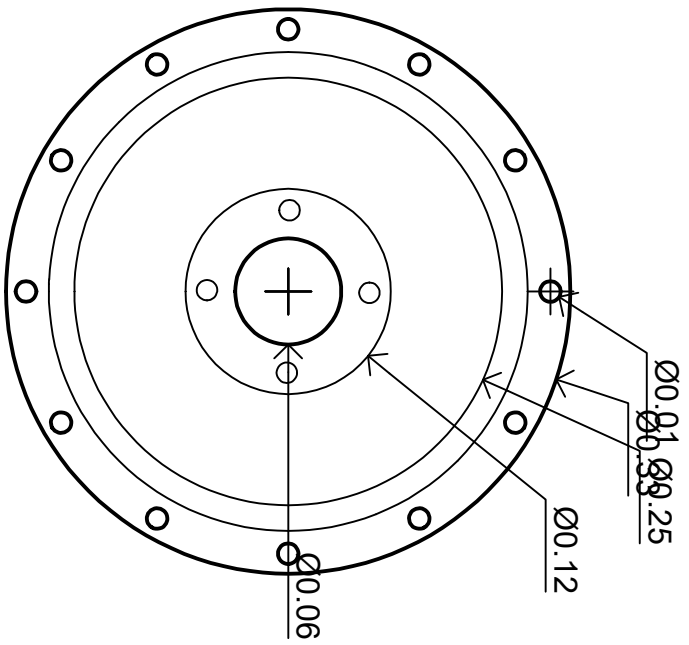
CARRIER 1	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-C-1



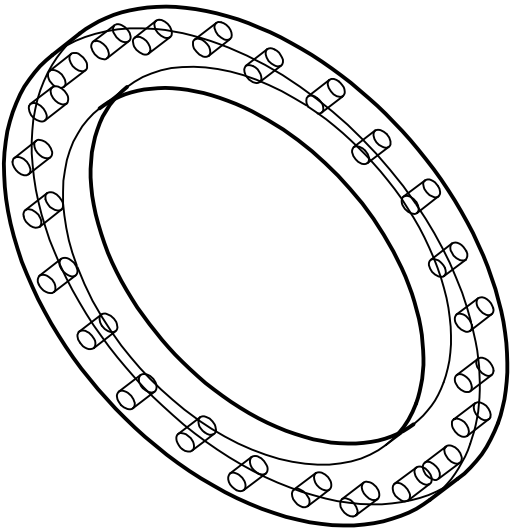
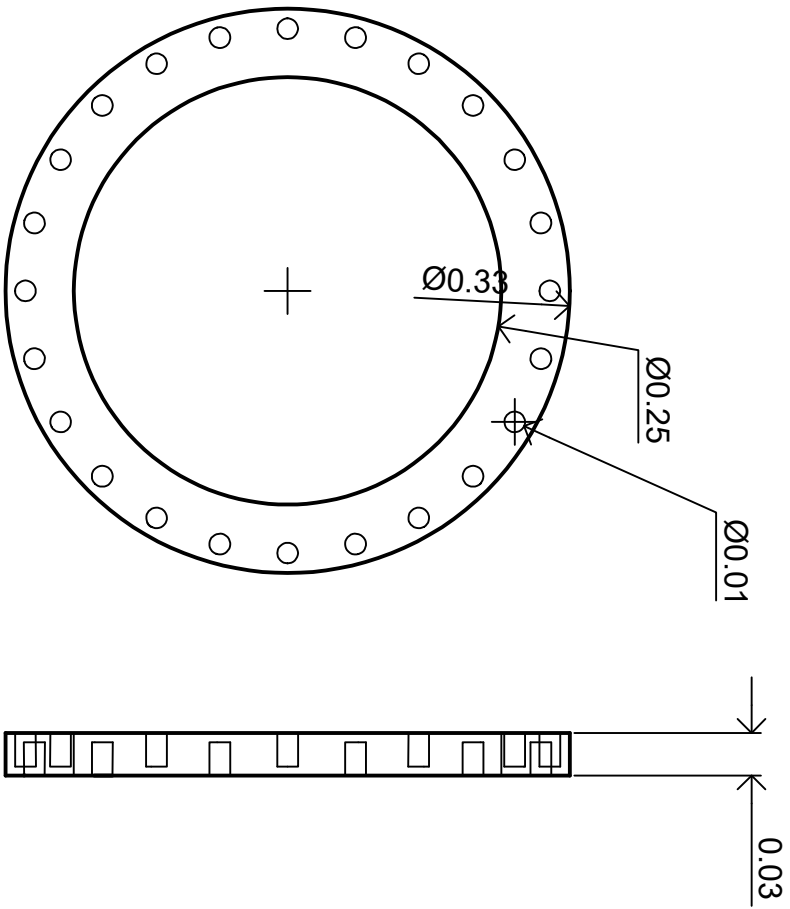
CARRIER 2	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-C-2



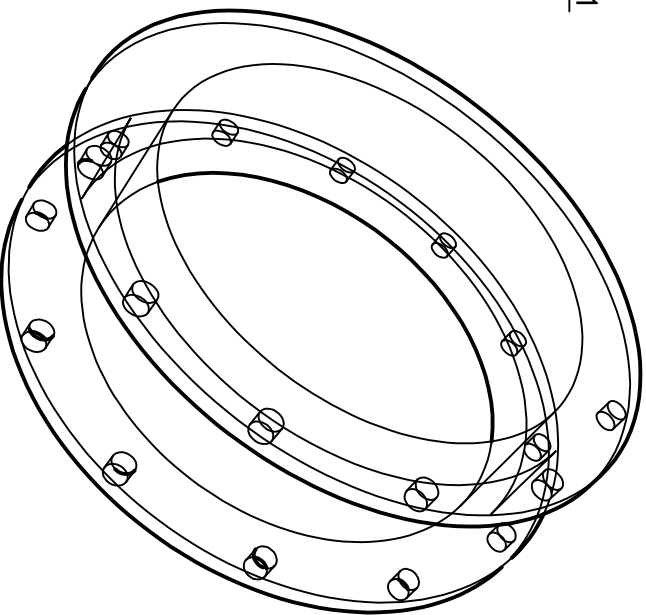
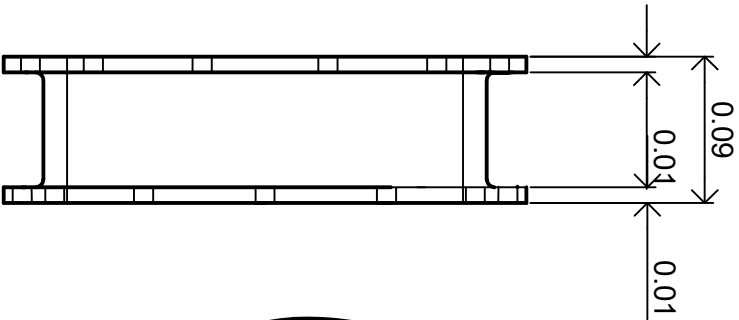
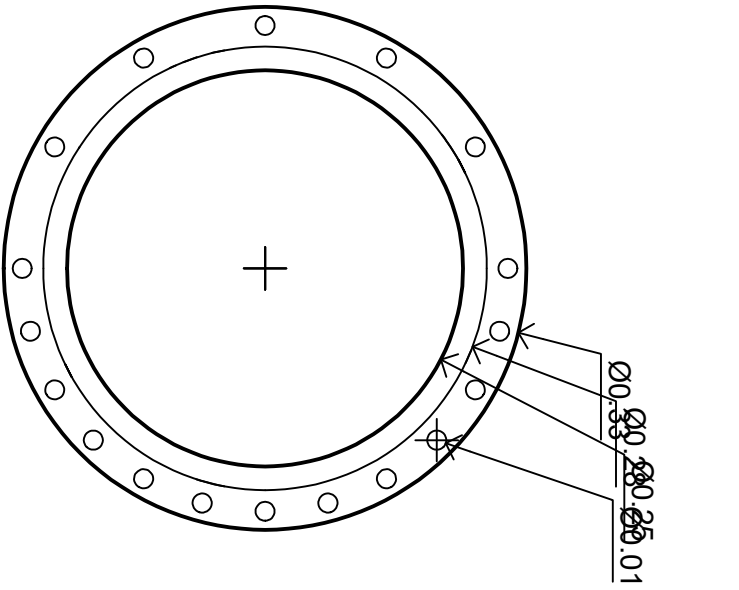
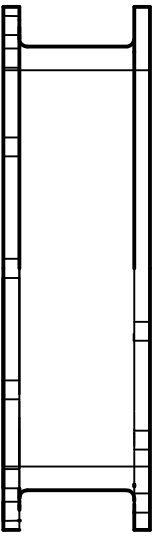
CARRIER 3	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-C-3



<p>CASING 1</p>	<p>SKALA 1 : 4</p>
<p>2024-7-23</p>	<p>PLTGL-CA-1</p>

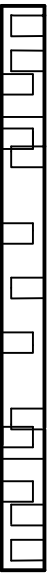
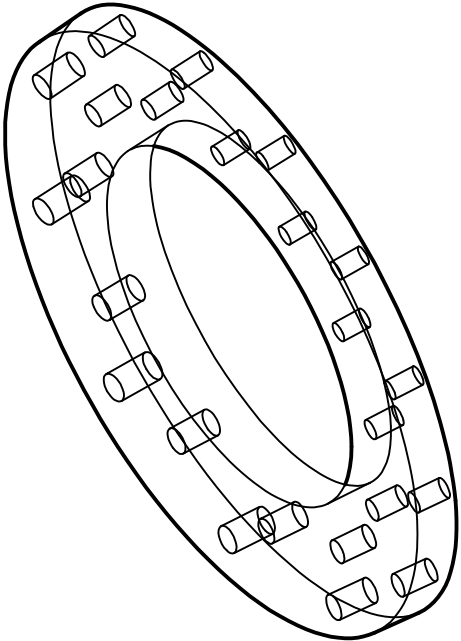
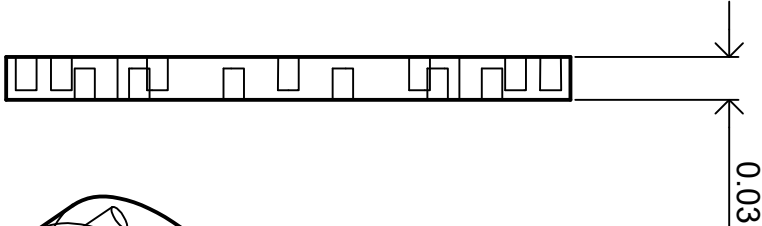
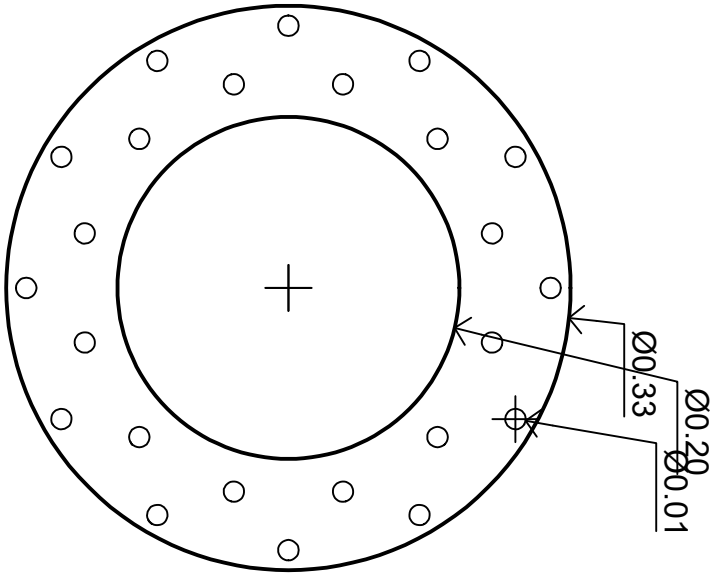


<p>CASING 2</p>	<p>SKALA 1 : 4</p>
<p>2024-7-23</p>	<p>PLTGL-CA-2</p>

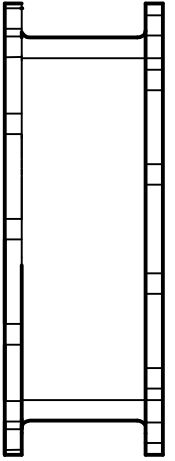
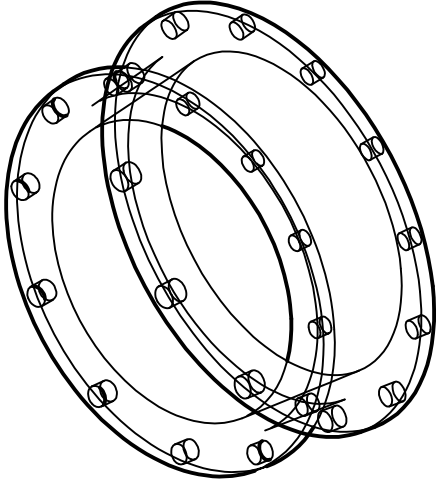
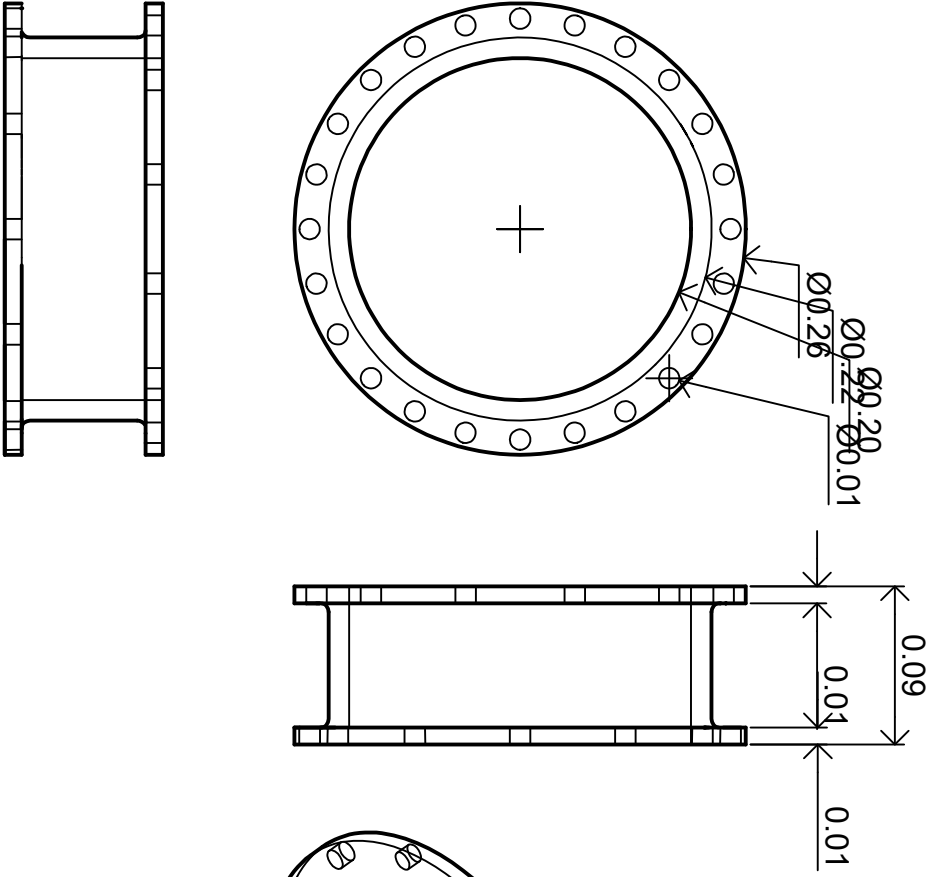


<p>CASING 3</p>	<p>SKALA 1 : 4</p>
<p>2024-7-23</p>	<p>PLTGL-CA-3</p>

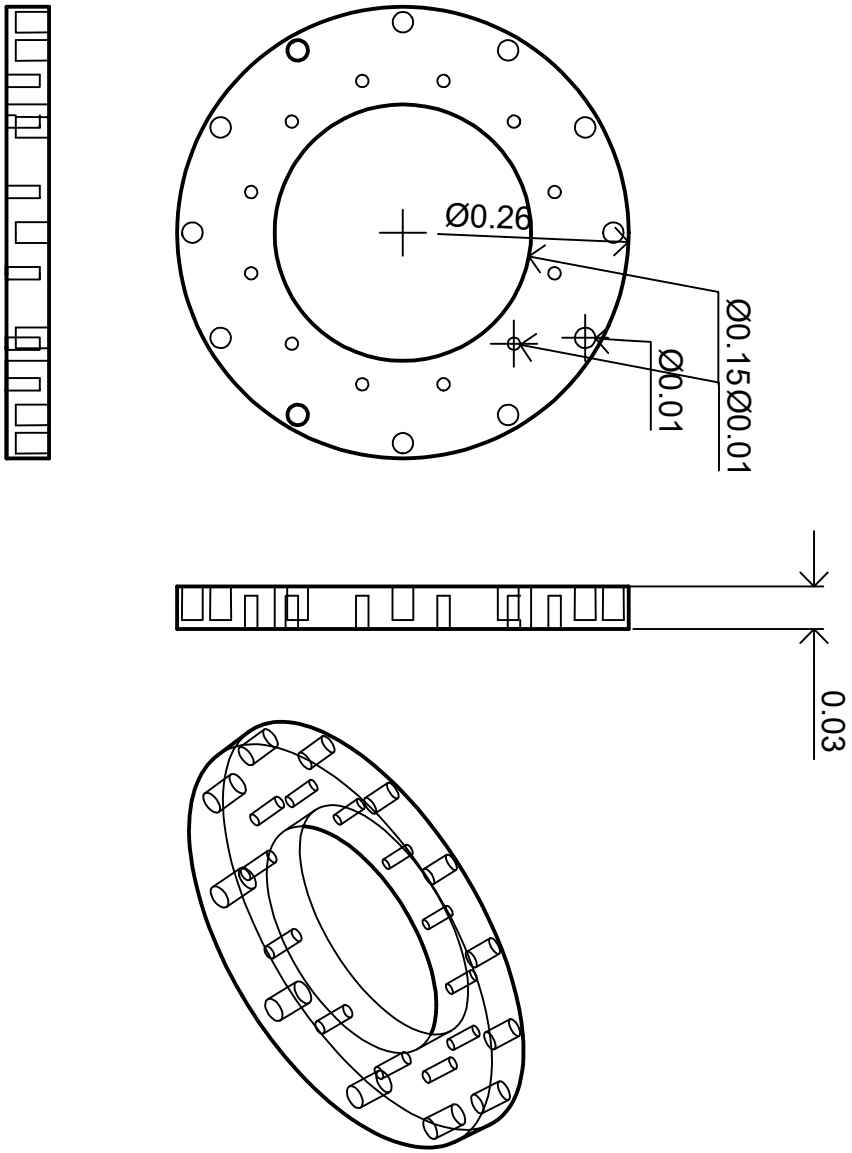




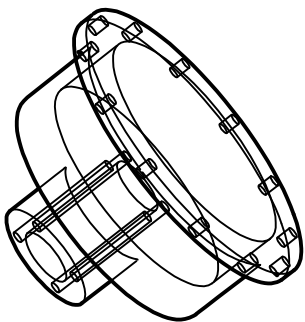
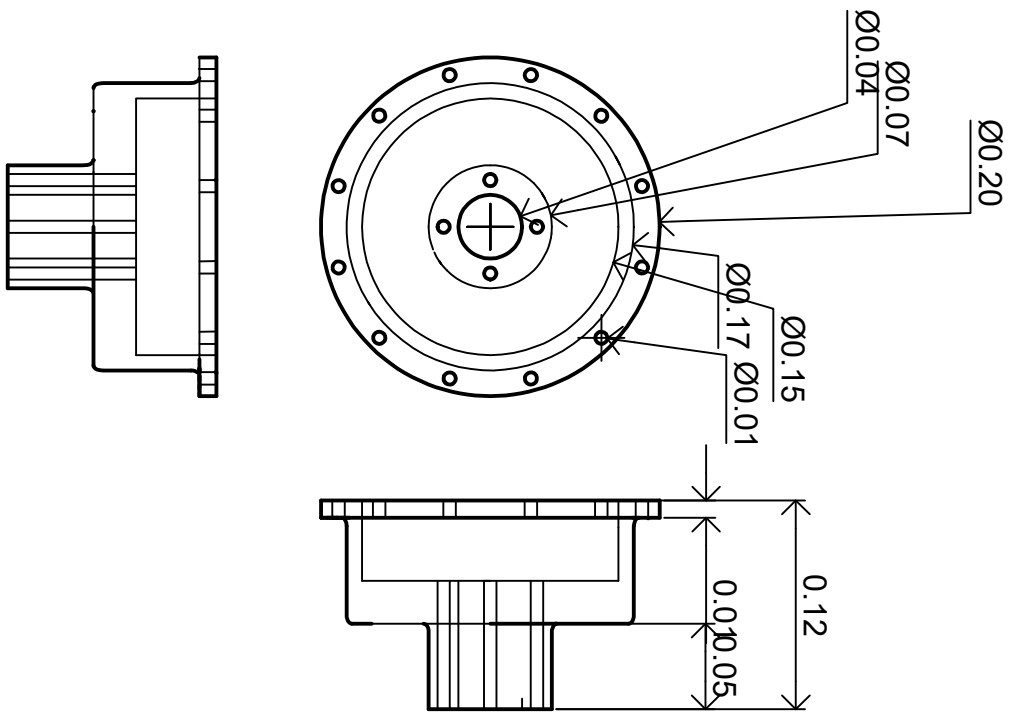
<p>CASING 4</p>	<p>SKALA 1 : 4</p>
<p>2024-7-23</p>	<p>PLTGL-CA-4</p>



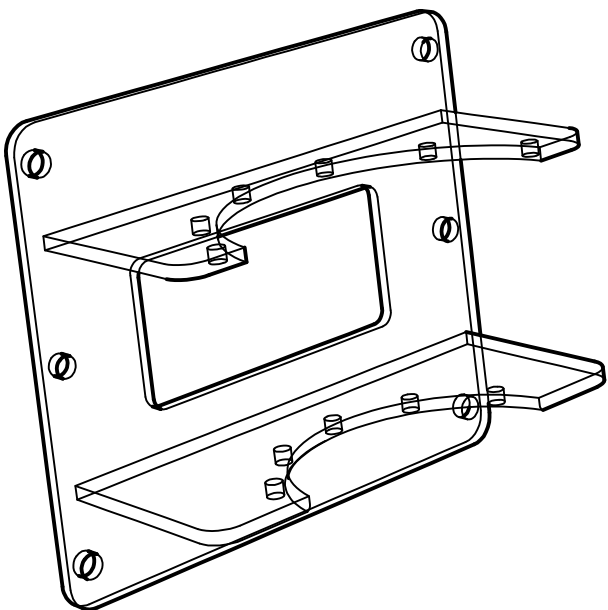
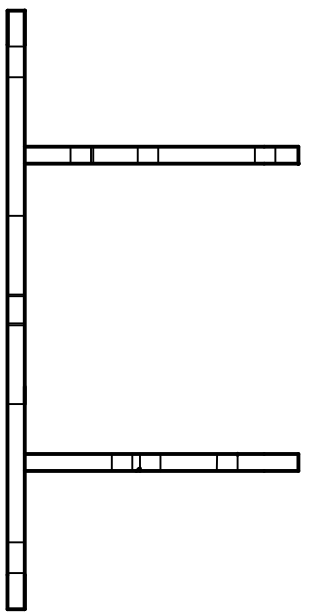
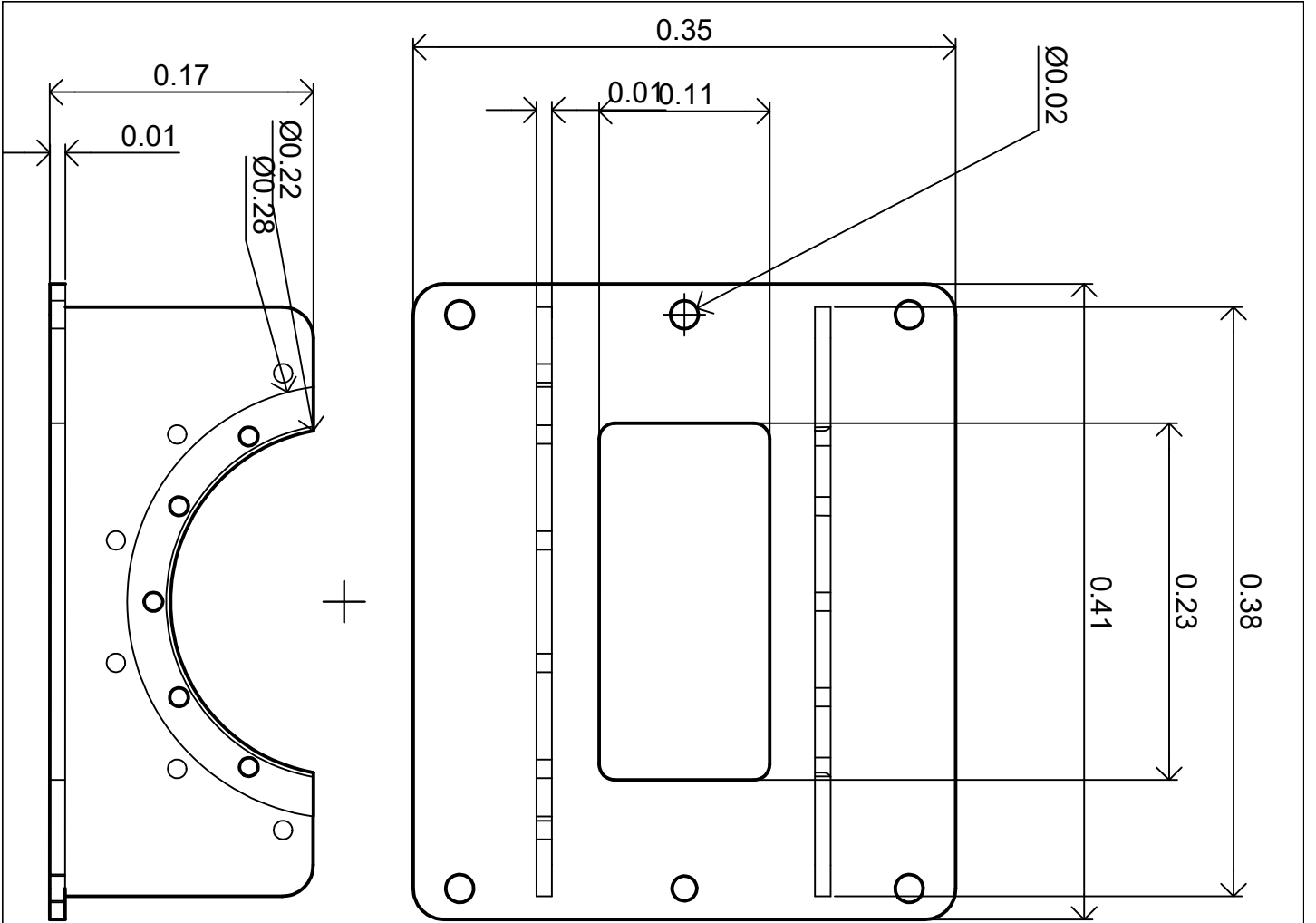
CASING 5	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-CA-5



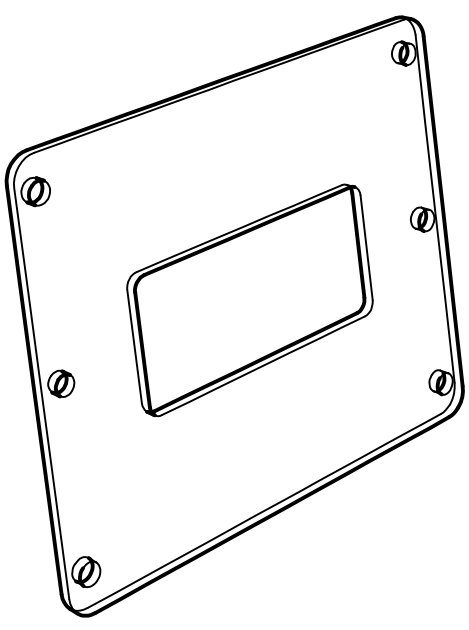
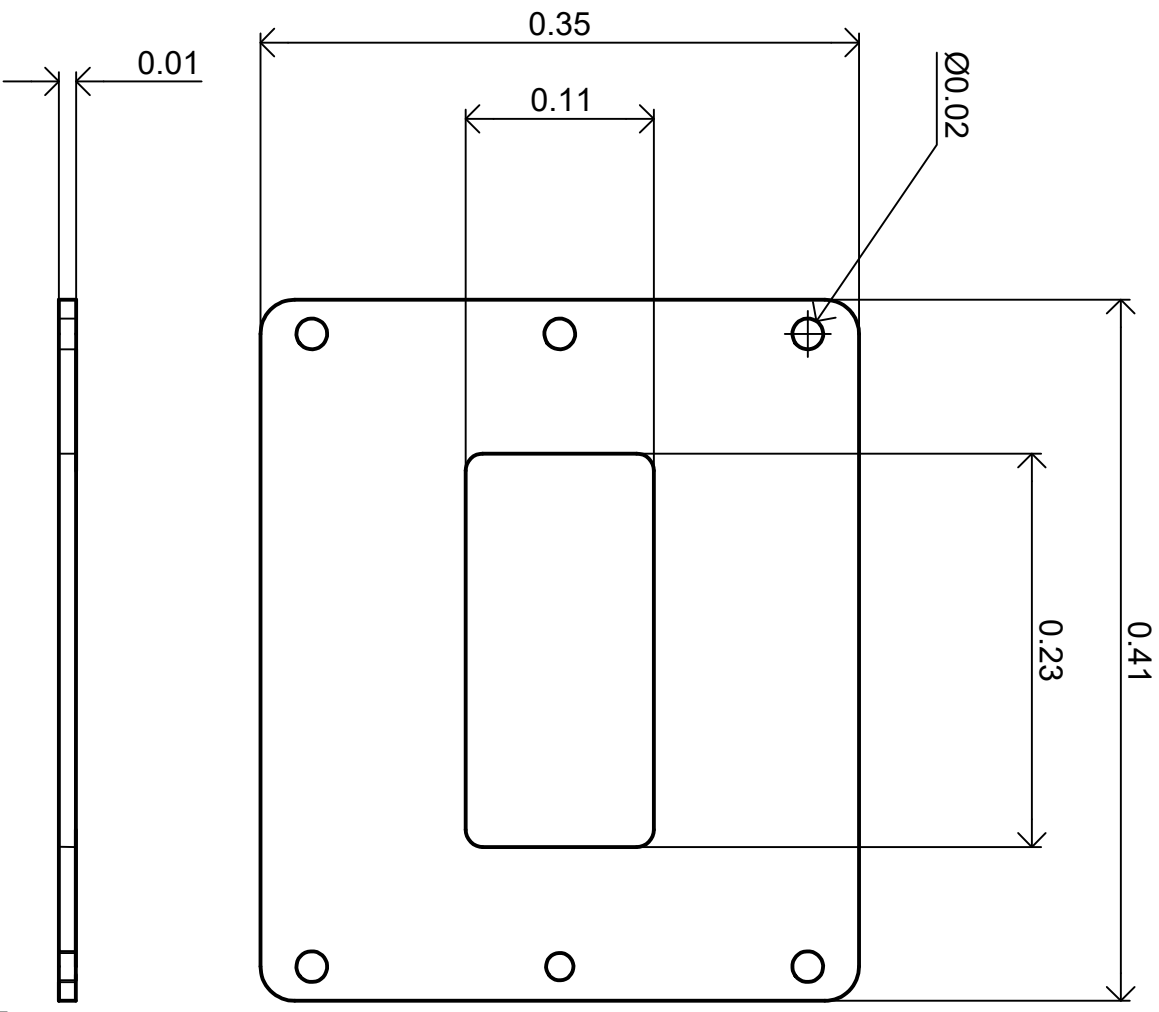
<p>CASING 6</p>	<p>SKALA 1 : 4</p>
<p>2024-7-23</p>	<p>PLTGL-CA-6</p>



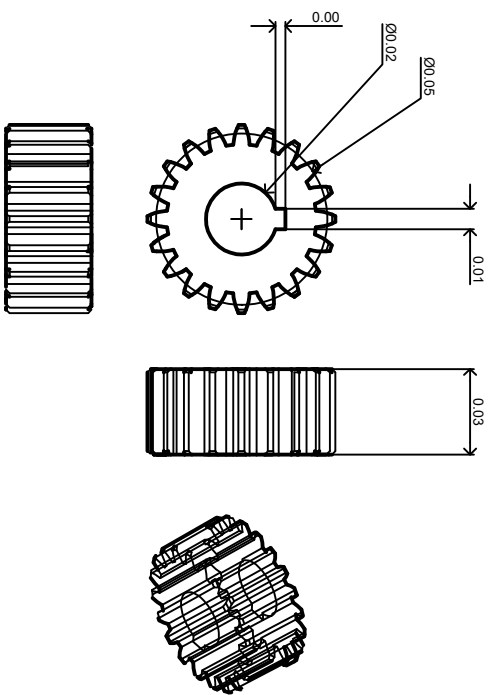
CASING 7	SKALA
2024-7-23	1 : 4
	PLTGL-CA-7



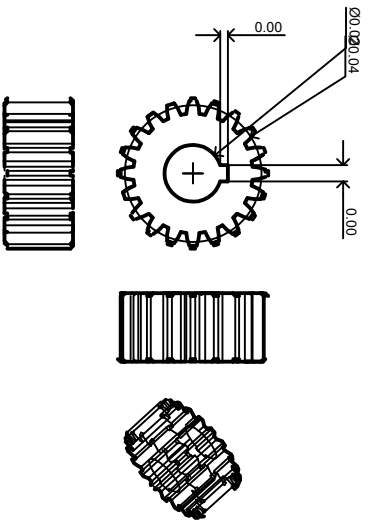
MOUNTING 1	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-M-1



MOUNTING 2	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-M-2

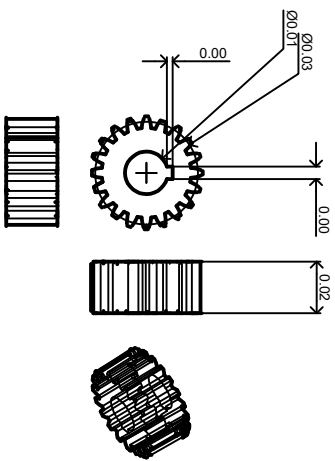


PLANET 1	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-P-1

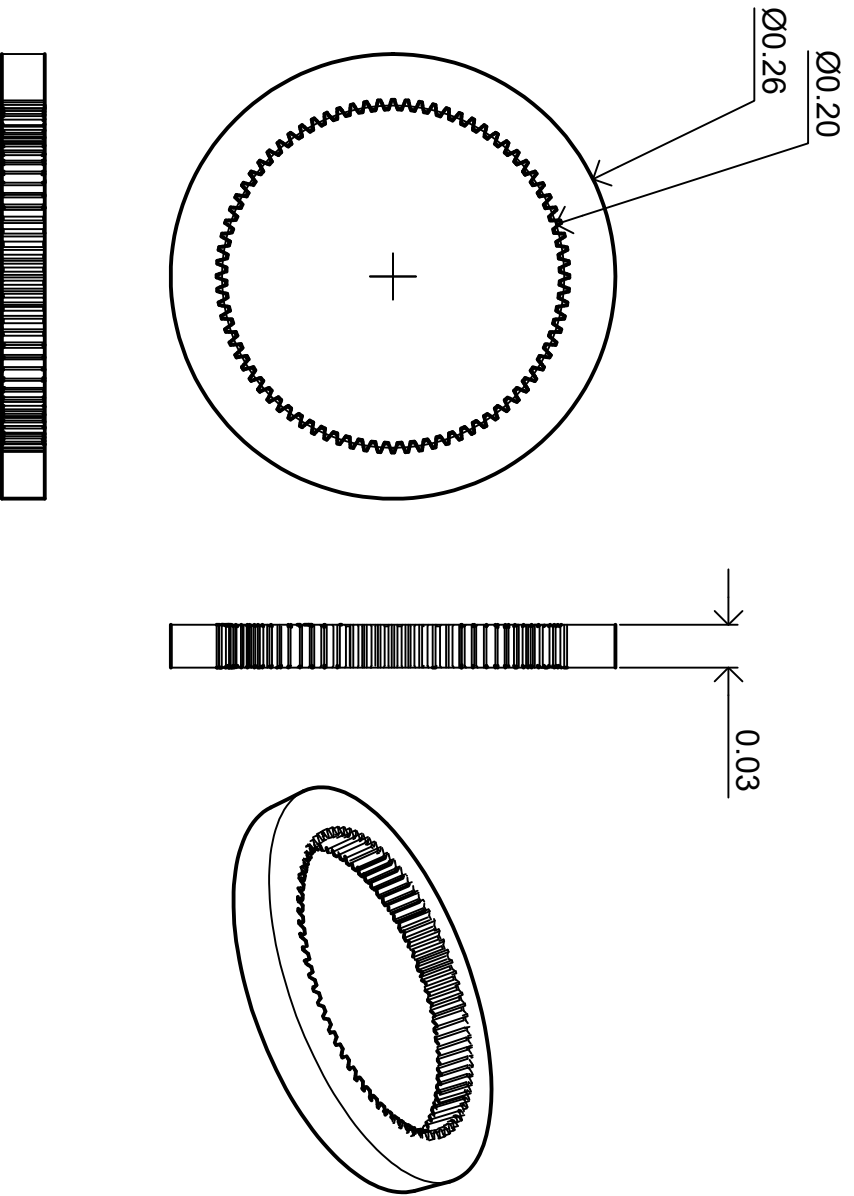


PLANET 2	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-P-2

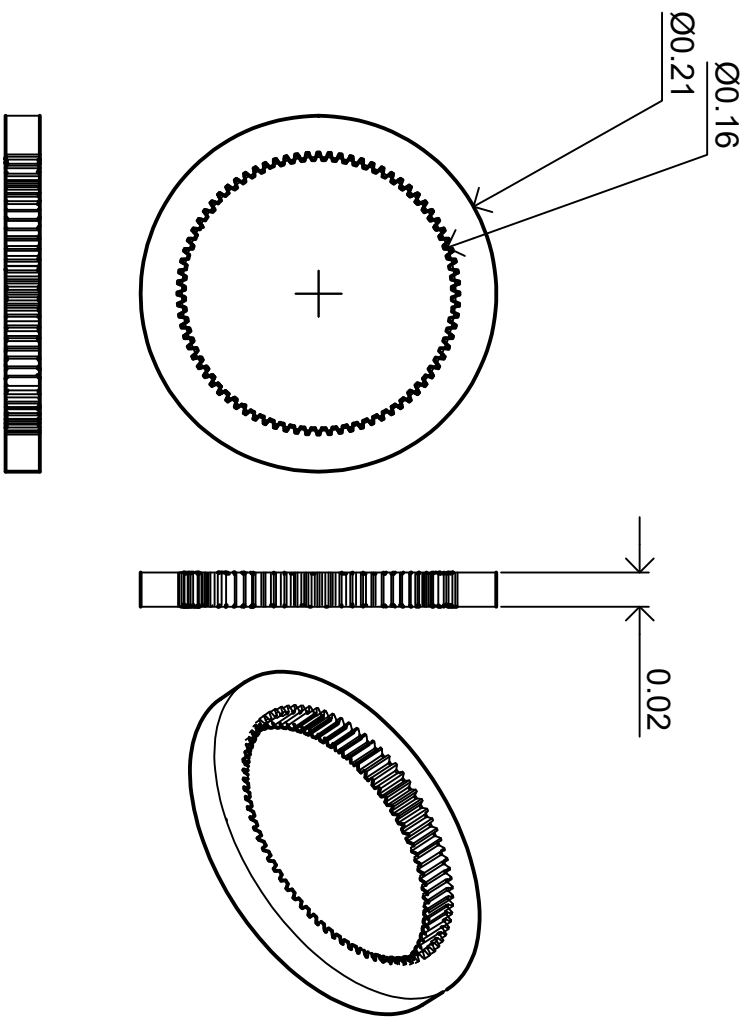




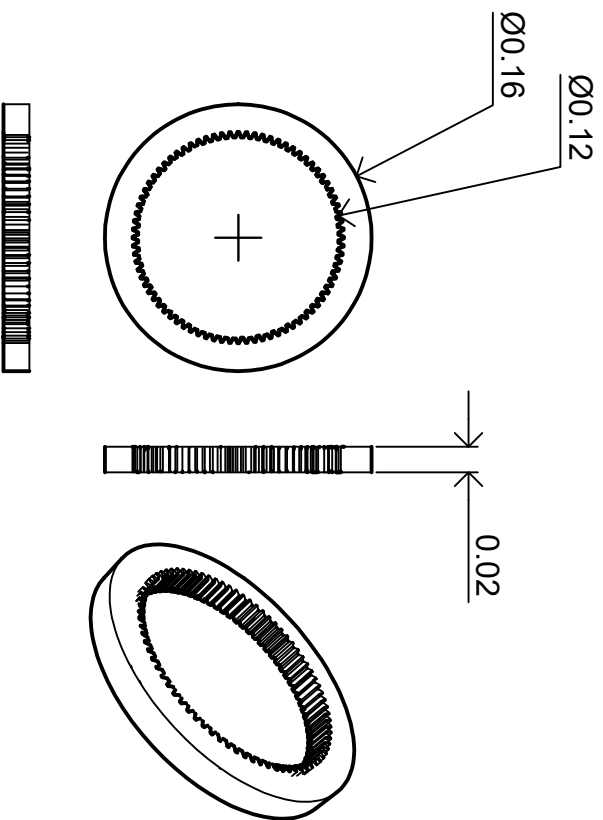
PLANET 3	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-P-3



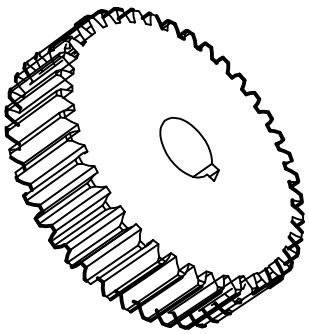
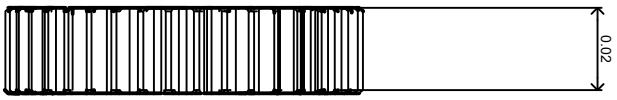
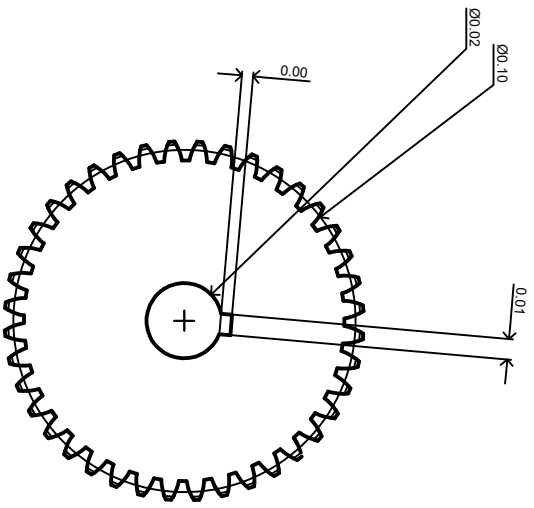
RING 1	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-R-1



RING 2	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-R-2

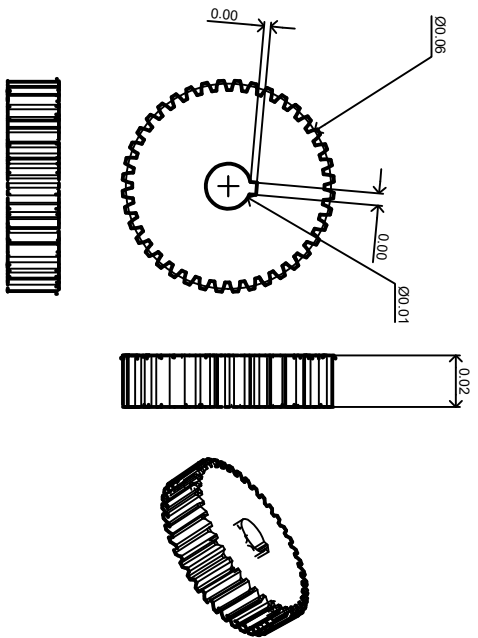


RING 3	SKALA 1 : 4
2024-7-23	PLTGL-R-3

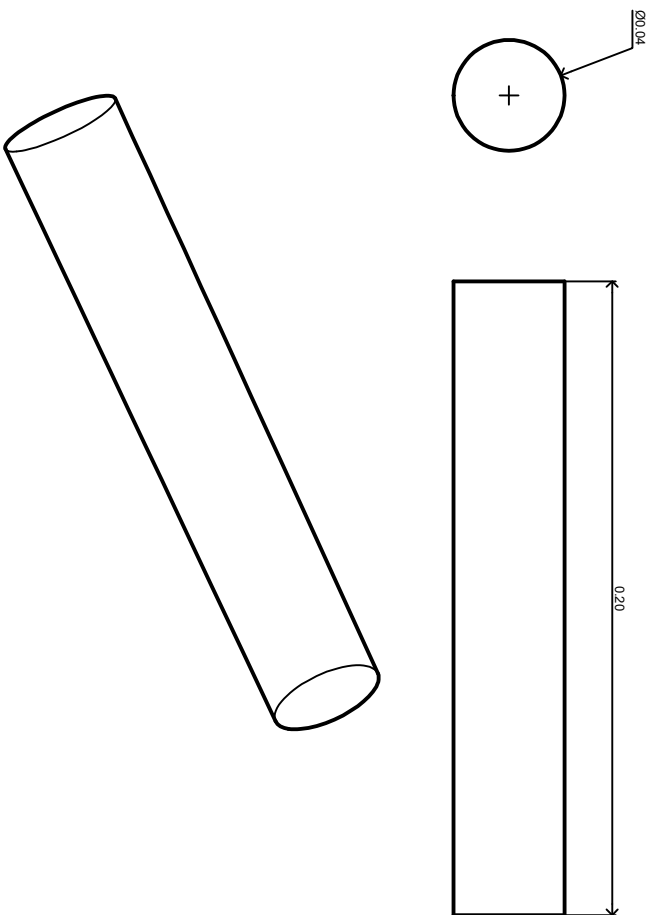


SUN 1	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-S-1



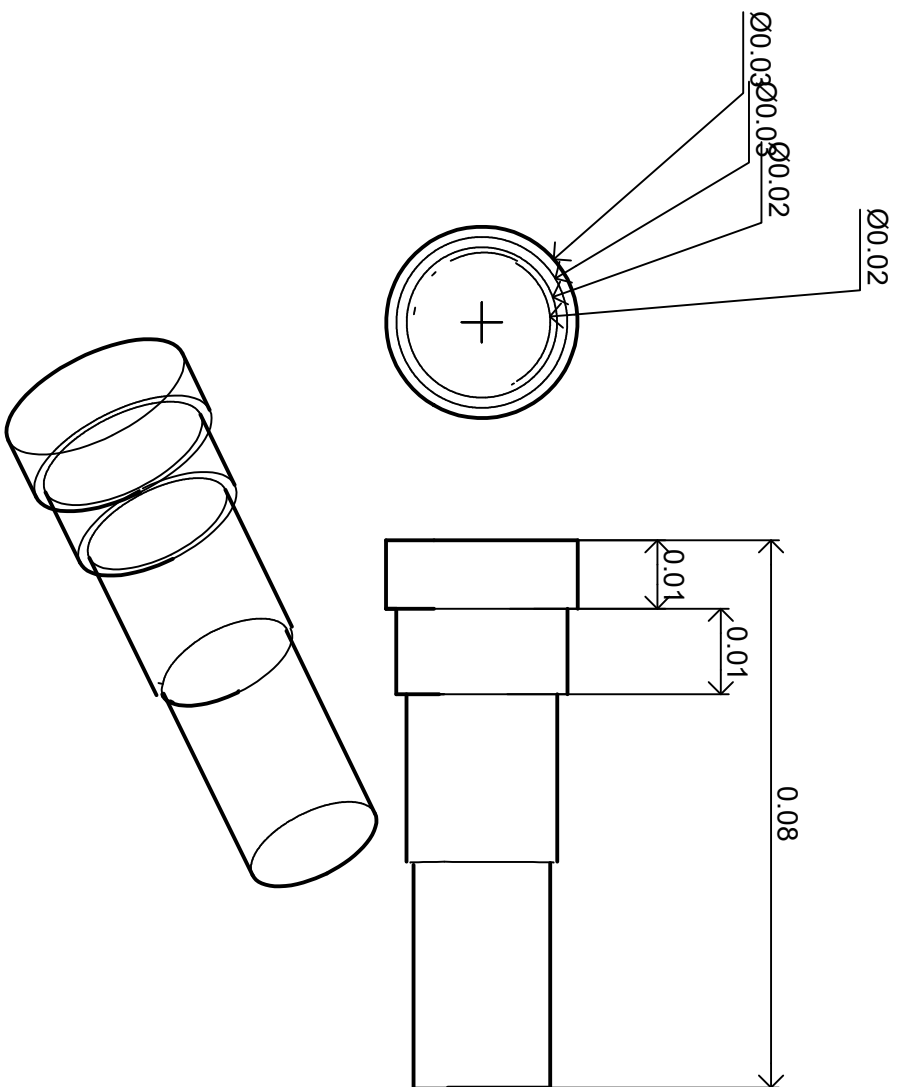


SUN 3	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-S-3

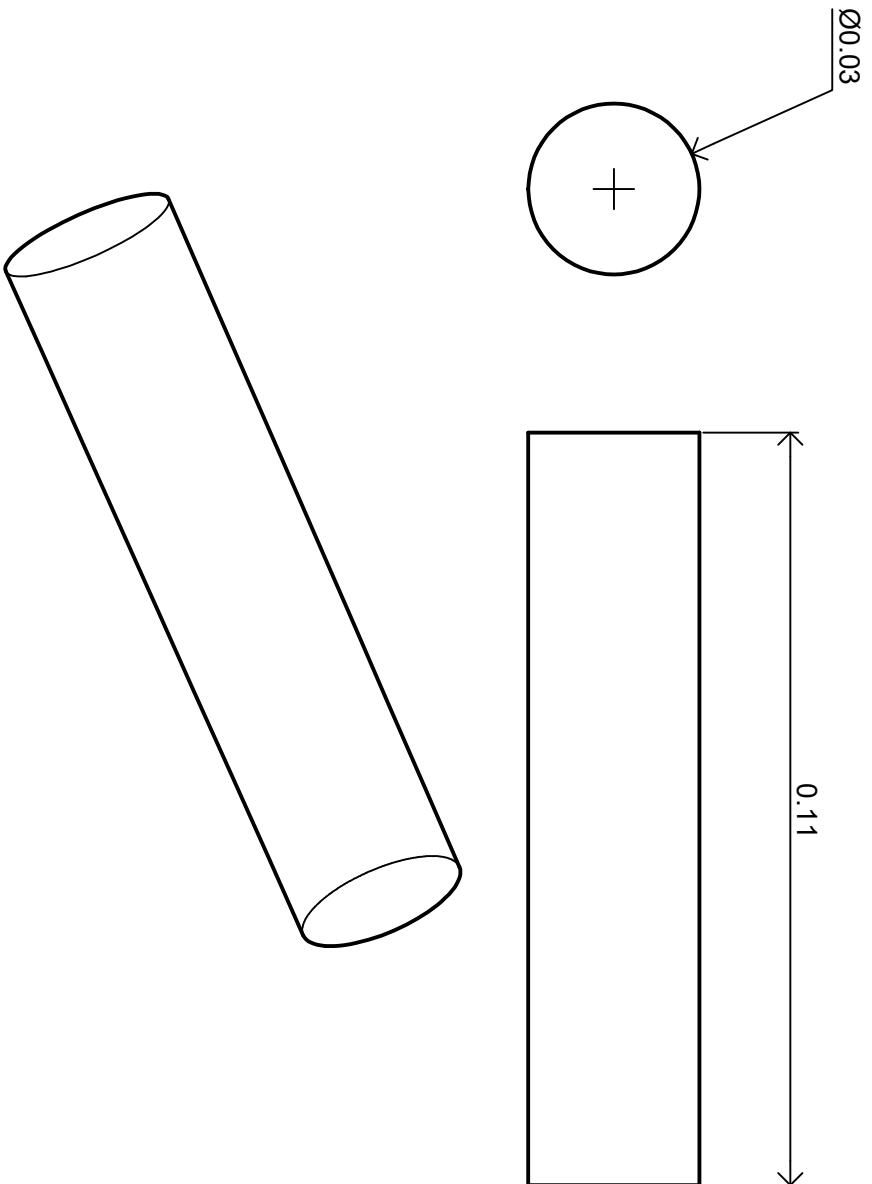


SHAFT 1	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-SH-1

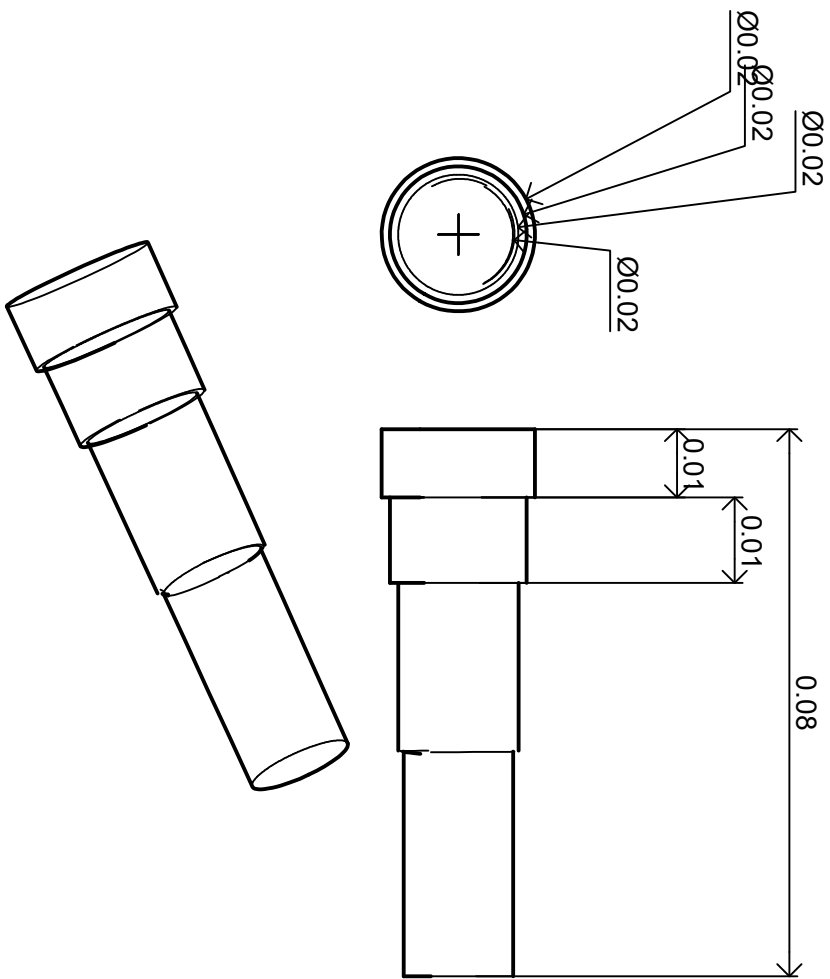




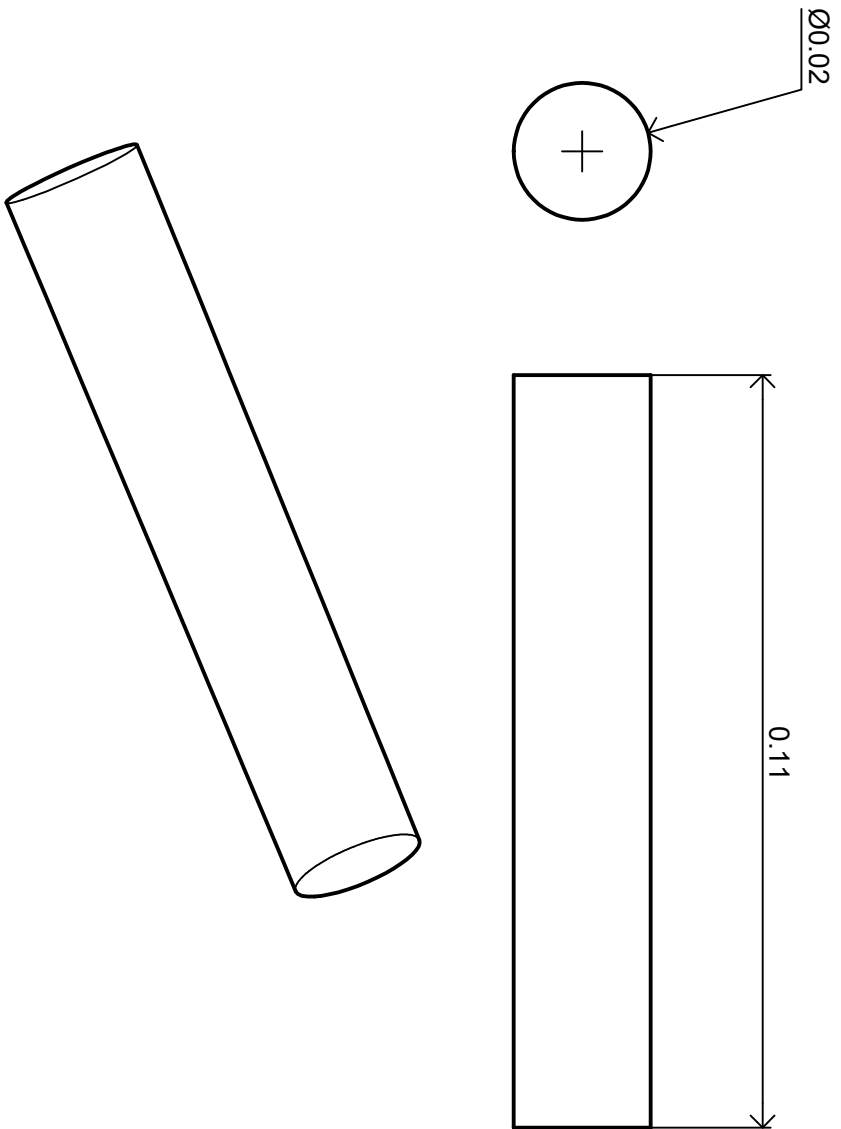
SHAFT 2	SKALA
2024-7-23	1 : 1
	PLTGL-SH-2



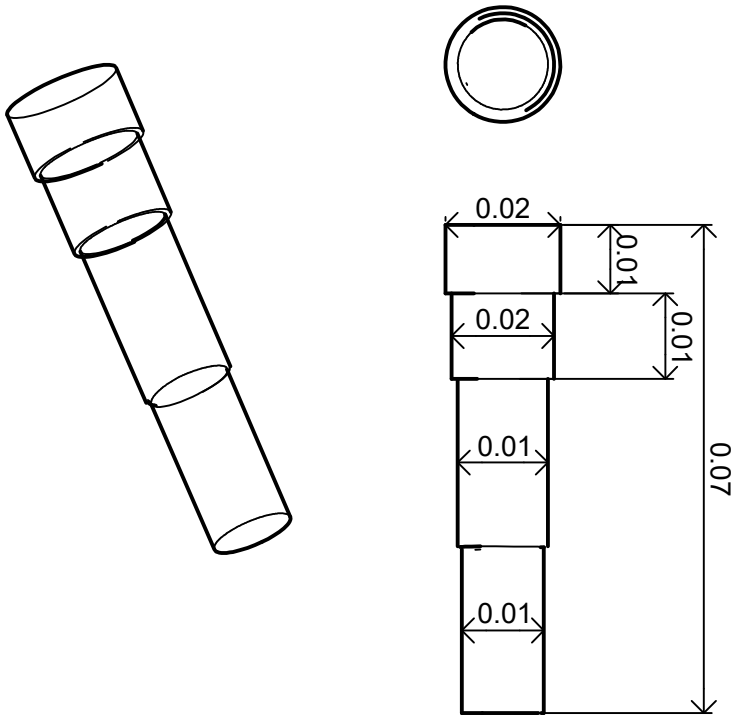
SHAFT 3	SKALA 1 : 1
2024-7-23	PLTGL-SH-3



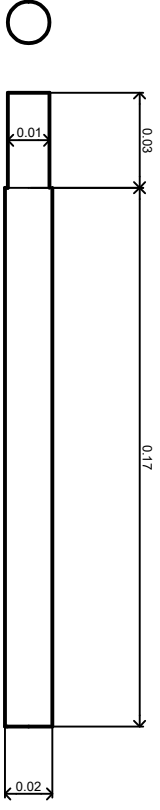
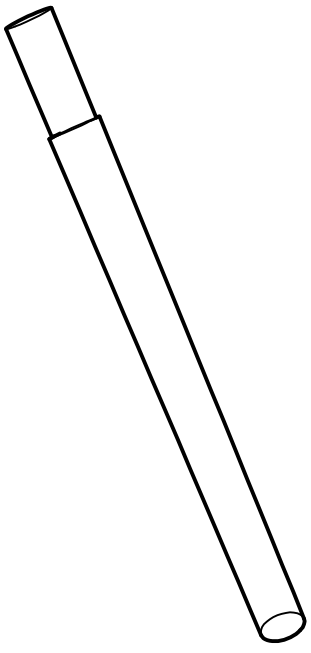
SKALA	1 : 1
SHAFT 4	
2024-7-23	PLTGL-SH-4



SHAFT 5	SKALA 1 : 1
2024-7-23	PLTGL-SH-5



SHAFT 6	SKALA 1 : 1
2024-7-23	PLTGL-SH-6



SHAFT 7	SKALA 1 : 2
2024-7-23	PLTGL-SH-7

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Malang, 28 Juni 2002, merupakan anak kedua dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Dharma Wanita Malang, SDN Polehan 4 Malang, SMPN 2 Malang dan SMAN 5 Malang. Setelah lulus dari SMAN tahun 2020, Penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK- ITS pada tahun 2020 dan terdaftar dengan NRP 5019201091.

Di Departemen Teknik Sistem Perkapalan Penulis sempat aktif di laboratorium Marine Manufacturing & Design sebagai salah satu staff kepengurusan, serta beberapa kegiatan pelatihan software desain yang diselenggarakan oleh Lab, Marine Manufacturing & Design (MMD) dan aktif sebagai Asisten Praktikum Ilmu Bahan.