



SKRIPSI – ME141501

**PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI KAPAL AMFIBI
KASRAT X-1**

Aldo Akbar
NRP 04211546000020

Dosen Pembimbing
1. Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phill.
2. Achmad Baidowi, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



TUGAS AKHIR – ME 141501

**PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI KAPAL AMFIBI KASRAT
X-1**

Aldo Akbar

NRP 04211546000020

Dosen Pembimbing:

- 1. Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phill.**
- 2. Achmad Baidowi, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



FINAL PROJECT – ME 141501

DESIGNING AMPHIBIOUS SHIP TRANSMISSION SYSTEM

KASRAT X-1

Aldo Akbar

NRP 04211546000020

Supervisor:

- 1. Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phill.**
- 2. Achmad Baidowi, S.T., M.T.**

DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING

FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018

LEMBAR PEGESAHAN
PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI KAPAL AMFIBI KASRAT X-1

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar sarjana teknik pada:
bidang *Marine Machinery System* (MMS)
program studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
ALDO AKBAR ✓
NRP. 0421 1546 000020

Disetujui oleh pembimbing Skripsi:

1. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phill.
2. Achmad Baidowi, S.T., M.T.



SURABAYA
JULI 2018

LEMBAR PEGESAHAN
PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI KAPAL AMFIBI KASRAT X-1

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar sarjana teknik pada:
bidang *Marine Machinery System* (MMS)
program studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
ALDO AKBAR
NRP. 0421 1546 000020

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :


Dr. Eng. M. Badrus Zaman., ST., MT
NIP. 197708022008011007

SURABAYA,
JULI 2018

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI KAPAL AMFIBI KASRAT X-1

Nama Mahasiswa : Aldo Akbar
NRP : 04211546000020
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing I : Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc, M. Phil
Dosen Pembimbing II : Achmad Baidowi, S.T., M.T.

ABSTRAK

Dengan kekayaan laut yang dimiliki Indonesia, tentu menarik perhatian bagi para pelaku kriminal yang ingin memanfaatkan kekayaan laut kita secara diam-diam. Hal itu tentu mendesak sektor pertahanan Negara untuk lebih menguatkan teknologi yang dimiliki saat ini. Salah satu buktinya adalah kapal amfibi Kasrat X-1.

Setelah dilakukan modifikasi bentuk lambung, diperoleh spesifikasi mesin utama dan stern drive twin screw yaitu merk Volvo Penta tipe D6-400 dengan daya sebesar 400 HP dan putaran mesin sebesar 3500 rpm. Perancangan sistem transmisi kapal amfibi Kasrat X-1 diawali dengan menghitung dimensi tiap roda gigi yang berjenis helical dan bevel gear. Setelah dimensi roda gigi diperoleh, dilakukan perhitungan beban pada roda gigi untuk memastikan roda gigi tersebut kuat menerima beban yang ditransmisikan.

Dari hasil perancangan diperoleh diameter tiap roda gigi G1 sampai dengan G10 yaitu sebesar 130 mm, 200 mm, 153 mm, 160 mm, 130 mm, 200 mm, 200 mm, 170 mm, 170 mm, dan 170 mm. putaran output yang keluar menuju transmisi darat sebesar 2900 rpm sesuai dengan spesifikasi transmisi yang digunakan yaitu merk ISUZU model MYY5T.

Kata Kunci : kapal amfibi, helical gear, bevel gear, putaran

DESIGNING AMPHIBIOUS SHIP TRANSMISSION SYSTEM KASRAT X-1

Name : Aldo Akbar
NRP : 04211546000020
Department : Maring Engineering
Supervisor I : Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc, M. Phil
Supervisor II : Achmad Baidowi, S.T., M.T.

ABSTRACT

With Indonesia's marine wealth, it certainly attracts the attention of criminals who want to take advantage of our marine wealth secretly. It certainly urges the State defense sector to further strengthen the technology owned today. One of the proof is the amphibious ship Kasrat X-1.

After the modification of the hull, obtained the main engine specifications and twin screw stern drive that is brand Volvo Penta type D6-400 with a power of 400 HP and engine speed of 3500 rpm. The design of amphibious ship transmission system Kasrat X-1 begins by calculating the dimensions of each helical gear and bevel gear type. Once the dimensions of the gear are obtained, calculation of the load on the gear ensures that the gear is stronger to receive the transmitted load.

From the design results obtained the diameter of each gear G1 to G10 which is 130 mm, 200 mm, 153 mm, 160 mm, 130 mm, 200 mm, 200 mm, 170 mm, 170 mm, and 170 mm. Output rated to the car transmission of 2900 rpm according to the transmission specification used ISUZU MYY5T.

Keywords : amphibious ship, helical gear, bevel gear, rated

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan pada Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis mampu menyelesaikan skripsi dengan judul **“PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI PADA KAPAL AMFIBI KASRAT X-1”**

Skripsi ini dilaksanakan untuk memenuhi salah satu syarat kelulusan sebagai Sarjana pada jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS. Penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Tuhanku ALLAH SWT yang dengan rahmat, hidayah dan anugerahnya sehingga dapat menyelesaikan Skripsi ini.
2. Orang tua yang senantiasa mendoakan dan mendukung baik moril maupun material yang tiada terkira hingga terselesaikannya Skripsi ini dengan baik dan tepat waktu.
3. Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc, M. Phil dan Achmad Baidowo, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan semangat, arahan serta bimbingannya kepada penulis untuk menyelesaikan Skripsi ini.
4. Dr. Eng Muhammad Badrus Zaman, ST., MT selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS.
5. Prof. Semin, ST., MT., Ph.D selaku Sekertaris Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang juga selalu memberikan dukungan.
6. Irfan Syarif Arief, ST., MT. selaku dosen yang telah memberikan pengarahan.
7. Letkol. Marinir Citro Subono selaku penggagas utama kendaraan Amphibi Kasrat X-1 yang telah mengizinkan untuk melakukan penelitian ini.
8. Untuk partner Skripsi penulis yaitu Bayu Putra Pratama yang telah memberikan motivasi dan semangat dalam melakukan penelitian ini.
9. Untuk kawan-kawan yang telah membantu penyelesaian Skripsi ini yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu.

Pelaksanaan dan laporan Skripsi ini sangat terbuka untuk kritik-kritik yang bersifat membangun pada beberapa aspek yang masih dapat ditingkatkan. Kesempurnaan hanya milik Allah SWT, kelemahan yang terlihat atau terbaca pada pelaksanaan dan pelaporan Skripsi ini terbuka untuk dikritisi sebagai umpan balik perbaikan gagasan berikutnya.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PEGESAHAN.....	i
ABSTRAK	ii
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Kapal Amfibi.....	4
2.2 Sistem Transmisi	5
2.3 Roda Gigi	5
2.4 Jenis-jenis Roda Gigi.....	7
2.4.1 Roda Gigi Lurus (<i>Spur gear</i>)	7
2.4.2 Roda Gigi Miring (<i>Helical gear</i>)	7
2.4.3 Roda Gigi Cacing (<i>Worm gear</i>)	8
2.4.4 Roda Gigi Kerucut (<i>Bevel gear</i>)	9
2.5 Tata Nama Roda Gigi Miring	9
2.6 Pertimbangan Desain Roda Gigi.....	13
2.7 Fundamental roda gigi miring.....	14
2.7.1 Lebar Muka Roda Gigi Miring	15
2.7.2 Kekuatan Roda Gigi Miring.....	16
2.8 Istilah Yang Digunakan Di Bevel Gears	20
2.9 Proporsi untuk Bevel Gear.....	22

2.9.1 Kekuatan Bevel Gear	22
2.10 Material Roda Gigi.....	23
2.11 Penyebab Kegagalan Roda Gigi.....	26
BAB III METODOLOGI.....	28
3.1 Diagram Alir	29
3.1.1 Tahap Identifikasi untuk Objek, Topik dan Fokus	30
3.1.2 Tahapan Penentuan Data	30
3.1.3 Tahapan Pengolahan Data	30
3.1.4 Tahap Analisis dan Kesimpulan.....	30
3.2 Jadwal Pelaksanaan.....	31
BAB IV PEMBAHASAN.....	32
4.1 Data Existing.....	32
4.2 Data Input	33
4.2.1 Data utama kapal.....	33
4.2.2 Spesifikasi <i>main engine</i>	33
4.3 Perencanaan <i>arrangement gearbox</i>	33
4.4 Pengolahan Data	34
4.5 Perhitungan Roda Gigi	35
4.5.1 Perhitungan dimensi roda gigi.....	35
4.5.2 Perhitungan beban pada roda gigi	51
4.6 Summary.....	66
BAB V PENUTUP	68
5.1 Kesimpulan	68
5.2 Saran	69
DAFTAR PUSTAKA	70

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Kasrat X-1.	4
Gambar 2. 2 Sistem <i>scissor lift</i>	5
Gambar 2. 3 Roga Gigi Lurus	7
Gambar 2. 4 Roda Gigi Miring	8
Gambar 2. 5 Roda Gigi Cacing	8
Gambar 2. 6 Bevel Gear	9
Gambar 2. 7 Penamaan Bagian Roda Gigi	9
Gambar 2. 8 Tata nama helical gear	12
Gambar 2. 9 Helical gear.....	14
Gambar 2. 10 Formasi gigi helical gear	15
Gambar 2. 11 Lebar muka roda gigi miring	15
Gambar 2. 12 Istilah yang digunakan di bevel gears	20
Gambar 3. 1 Diagram Alir.....	29
Gambar 4. 1 <i>Arrangement</i> Kapal Amfibi Kasrat X-1.....	33
Gambar 4. 2 Perencanaan posisi gearbox tampak atas	33
Gambar 4. 3 Perencanaan posisi gearbox tampak samping.....	34
Gambar 4. 4 Skema gearbox pandangan samping.....	34
Gambar 4. 5 Skema gearbox pandangan atas	34

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Nilai allowable static stress.....	17
Tabel 2. 2 Nilai faktor deformasi (C)	18
Tabel 2. 3 Nilai kesalahan gigi maksimum yang diijinkan (e)	19
Tabel 2. 4 Nilai elastic limit stress	19
Tabel 2. 5 Material gear yang biasa digunakan.....	25
Tabel 4. 1 summary perhitungan dimensi roda gigi jenis helical gear	66
Tabel 4. 2 summary perhitungan dimensi roda gigi jenis bevel gear	66
Tabel 4. 3 summary perhitungan beban roda gigi jenis helical gear	67
Tabel 4. 4 summary perhitungan beban roda gigi jenis bevel gear	67

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi perairan pada saat ini sudah berkembang pesat diberbagai sektornya seperti perdagangan, pengolahan sumber daya, serta pertahanan Negara. Dengan adanya teknologi-teknologi tersebut tentu lebih memudahkan dan menguntungkan bagi para manusia.

Dengan kekayaan laut yang dimiliki Indonesia, tentu menarik perhatian bagi para pelaku kriminal yang ingin memanfaatkan kekayaan laut kita secara diam-diam. Hal itu tentu mendesak sektor pertahanan Negara untuk lebih menguatkan teknologi yang dimiliki saat ini. Salah satu buktinya adalah kapal amfibi Kasrat X-1.

Kapal amfibi Kasrat X-1 ini bukan kapal tempur melainkan kapal amfibi yang difungsikan sebagai raid amfibi cepat dengan sasaran yang jauh dari darat, mengangkut bekal untuk *re-supply* pasukan ke garis depan, *amphibi ambulance*, *mobile communication* *amphibi* dan mobil komando. Dari hasil pengembangan yang sudah dilakukan kapal amfibi Kastrat X-1 hanya mampu bekerja pada kecepatan 12 knot. Nilai itu merupakan nilai kecil untuk ukuran kapal speedboat. Namun disisi lain pencapaian Kastrat X-1 sudah lebih unggul dari pada kapal amfibi lainya yang hanya mampu berjalan 6-9 knot saja.

Saat ini kapal amfibi Kasrat X-1 memiliki 2 sistem transmisi yang berbeda antara penggunaan di darat dan di perairan, sehingga membuat sistem transmisinya kurang efektif. Berat perhitungan pada saat mendesain kapal tersebut sebesar 6.7 ton, tetapi setelah jadi beratnya mencapai 12 ton, lebih banyak hamper 2 kali lipat dari desainnya.

Maka dari itu pada penelitian ini penulis merancang sistem transmisi pada kapal amfibi Kasrat X-1 menjadi 1 bagian antara mesin penggerak di darat dan perairan agar berat dari kapal tersebut berkurang dan lebih efisien dalam penggunaannya. Output yang akan didapatkan berupa *arrangement gearbox*

serta sistem penguatnya. Dalam merancang sistem tersebut akan divisualisasikan menggunakan software sehingga terlihat modelnya.

1.2 Perumusan Masalah

Beberapa perumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana *arrangement* sistem transmisi pada kapal amfibi Kasrat X-1.
2. Bagaimana perencanaan gearbox pada kapal amfibi Kasrat X-1.

1.3 Batasan Masalah

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

- a. Perencanaan Roda Gigi.
- b. Sistem transmisi gigi untuk darat menggunakan sistem yang sebelumnya digunakan yaitu tipe ISUZU MYY5T.
- c. Mesin yang digunakan adalah *marine use*.
- d. Tidak menghitung poros.

1.4 Tujuan

Beberapa tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui *arrangement* sistem transmisi pada kapal amfibi Kasrat X-1.
2. Mengetahui rancangan gearbox pada kapal amfibi Kasrat X-1.

1.5 Manfaat

Penelitian ini diharapkan mampu menjadi referensi bagi pihak terkait

maupun mahasiswa lain yang ingin mengembangkan penelitian sejenis agar lebih mendapatkan hasil yang lebih baik.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kapal Amfibi

Tipe kapal amfibi adalah tipe kapal yang dapat berjalan di atas permukaan air serta digunakan di darat. Dalam hal ini ada beberapa macam teknologi yang telah dikembangkan pada sistem penggerak kapal. Beberapa diantaranya adalah tipe kapal *amphibi hovercraft* atau biasa disebut *air-cushion vehicle* (AVC). Ada juga tipe kapal *Expeditionary Fighting Vehicle* (EFV). Dari 2 tipe kapal amfibi tersebut terdapat perbedaan pada sistem penggerakannya, yaitu dengan *air-cushion* pada AVC dan mesin *water propulsion system* pada EFV. Dari dua tipe kapal tersebut menggunakan 1 sistem mesin yang sama sebagai sumber penggerak di darat ataupun di laut. Namun akan berbeda pada tipe kapal yang dikembangkan dislitbang TNI AL. Kapal kasrat X-1 tersebut menggunakan 2 sistem propulsi sebagai sumber tenaga penggerak di darat dan di laut.

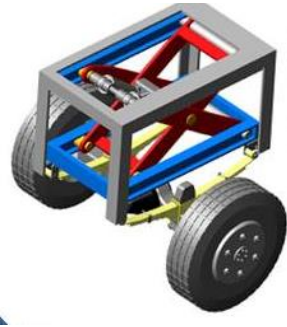
Pada dasarnya kapal ini adalah sebuah truck dengan mesin darat ISUZU NKR 71 LWB 5.100 cc dan Mercury Mercruiser sebagai mesin air. Dengan dimensi kapal panjang 10 meter, lebar 2,5 meter, tinggi 3,1 meter, dan bobot 6,7 ton.



Gambar 2. 1 Kasrat X-1.

Sumber: <https://jakartagreater.com> (detikcom/Elza Astari)

Kapal amfibi Kasrat X-1 juga dilengkapi dengan sistem gardan lipat atau disebut juga dengan sistem *scissor lift* yang fungsinya adalah untuk mengangkat roda naik keatas pada saat dioperasikan diperairan.



Gambar 2. 2 Sistem *scissor lift*
(Sumber: PT. Fiber Boat Indonesia)

2.2 Sistem Transmisi

Secara sederhana dapat dijelaskan sistem transmisi, merupakan sistem yang berfungsi untuk mengonversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda – beda untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini mengubah kecepatan putar yang tinggi, menjadi lebih rendah tetapi bertenaga. Salah satu sistem transmisi adalah roda gigi (Mardi Santoso, 2012).

2.3 Roda Gigi

Roda gigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya, selain itu rodagigi juga memiliki beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan alat transmisi lainnya, yaitu (Mardi Santoso, 2012) :

- a) Meneruskan rasio kecepatan yang sama dan tepat. Kontak antar gigi terjadi dengan sudut kontak yang sama, sehingga rasio kecepatan tidak mengalami perubahan selama roda gigi tersebut bekerja.
- b) Tidak terjadi slip. Pada berbagai mesin, seringkali slip tidak boleh terjadi karena akan mengurangi efisiensi mesin secara keseluruhan.

Pada sistem transmisi roda gigi slip tidak akan terjadi karena kontak antar gigi terjadi dengan pas.

- c) Dapat digunakan untuk meneruskan daya yang besar. Sistem transmisi roda gigi dapat meneruskan daya yang besar karena berbentuk ramping dan kekuatan yang tinggi.
- d) Dapat digunakan untuk meneruskan putaran yang tinggi. Putaran yang dihasilkan oleh sistem transmisi roda gigi dapat dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Perbandingan transmisi roda gigi dapat didesain dari sesuai kebutuhan.
- e) Dapat digunakan untuk jarak sumbu poros yang dekat. Jarak antar poros dalam sistem transmisi roda gigi dapat didesain sesuai kebutuhan dan space yang tersedia. Gear box yang dihasilkan dari desain sistem transmisi roda gigi dapat berukuran kecil sampai besar.
- f) Memiliki efisiensi yang tinggi. Efisiensi yang tinggi dari sistem transmisi roda gigi karena tidak terjadi slip akibat kontak gigi. Putaran dan torsi yang diteruskan sama sesuai dengan perbandingan transmisi yang diinginkan.
- g) Memiliki daya tahan dan kerja yang baik. Transmisi roda gigi biasanya didesain untuk berbagai kondisi operasi dengan mempertimbangkan beban statis gigi, beban dinamis, beban keausan dan tegangan lentur yang terjadi akibat kerja yang dilayani. Hal ini menghasilkan sistem transmisi roda gigi mempunyai daya tahan yang tinggi terhadap fluktuasi beban yang diterimanya.
- h) Memiliki bentuk yang ringkas. Keunggulan transmisi roda gigi salah satunya karena bentuknya yang sangat ringkas dan ramping. Hal ini dapat diperoleh karena bentuk roda gigi sangat sederhana, kecil dan ramping sehingga dapat dikemas dalam gear box yang ringkas.
- i) Dapat digunakan untuk meneruskan putaran dari poros sejajar, bersilangan dan poros dengan sudut tertentu. Sistem transmisi roda gigi dapat menghasilkan putaran output dengan berbagai posisi, baik sejajar, bersilangan maupun membentuk sudut tertentu. Posisi output yang

bervariasi sangat menguntungkan untuk mendesain mesin sesuai dengan kebutuhan.

2.4 Jenis-jenis Roda Gigi

2.4.1 Roda Gigi Lurus (*Spur gear*)

Roda gigi lurus, diilustrasikan pada Gambar 2.3, memiliki gigi sejajar dengan sumbu rotasi dan digunakan untuk mentransmisikan gerakan dari satu poros ke poros lainnya. Dari semua jenis, roda gigi lurus adalah yang paling sederhana dan akan digunakan untuk mengembangkan kinematik utama hubungan bentuk gigi (R. G. Budynas and J. K. Nisbett, 2011).



Gambar 2. 3 Roga Gigi Lurus

(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1026)

2.4.2 Roda Gigi Miring (*Helical gear*)

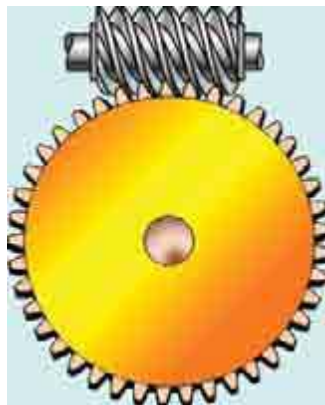
Roda gigi miring, ditunjukkan pada Gambar 2.4, memiliki gigi yang condong ke sumbu rotasi. Roda gigi miring dapat digunakan untuk aplikasi yang sama seperti roda gigi lurus dan menghasilkan lebih sedikit suara, karena keterlibatan gigi yang lebih bertahap saat penyambungan. Roda gigi miring juga mengembangkan beban dorong dan *bending couples*, yang tidak ada pada roda gigi lurus. Kadang-kadang roda gigi miring digunakan untuk mentransmisikan gerakan di antara poros nonparallel (R. G. Budynas and J. K. Nisbett, 2011).



Gambar 2. 4 Roda Gigi Miring
(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1068)

2.4.3 Roda Gigi Cacing (*Worm gear*)

Roda gigi cacing, ditunjukkan pada Gambar 2.5. Arah rotasi roda gigi cacing, juga disebut roda cacing, tergantung pada arah rotasi roda gigi cacing dan apakah roda gigi cacing dipotong *right-hand* atau *left-hand*. *Worm gearset* juga dibuat sehingga gigi satu atau keduanya membungkus sebagian di sekitar yang lain. Perangkat tersebut disebut *single-developing* dan *double-developing worm gearset*. *Worm gearsets* sebagian besar digunakan ketika rasio kecepatan dari dua poros cukup tinggi, katakanlah, 3 atau lebih (R. G. Budynas and J. K. Nisbett, 2011).



Gambar 2. 5 Roda Gigi Cacing
(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1109)

2.4.4 Roda Gigi Kerucut (*Bevel gear*)

Roda gigi kerucut, ditunjukkan pada Gambar 2.6, memiliki gigi yang terbentuk pada permukaan kerucut dan digunakan terutama untuk mentransmisikan gerakan di antara poros-poros yang bersilangan. Pada gambar 2.6 menggambarkan roda gigi kerucut dengan gigi lurus. Roda gigi kerucut spiral dipotong sehingga gigi tidak lagi lurus, tetapi membentuk busur lingkaran. Roda gigi hypoid sangat mirip dengan roda gigi kerucut spiral kecuali bahwa poros diimbangi dan tidak disisipkan (R. G. Budynas and J. K. Nisbett, 2011).

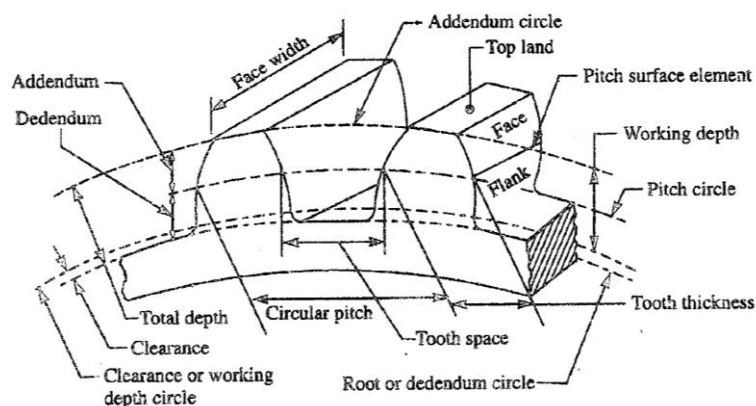


Gambar 2. 6 Bevel Gear

(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1080)

2.5 Tata Nama Roda Gigi Miring

Istilah-istilah dari roda gigi dapat lebih dimengerti dengan melihat Gambar 2.7 (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005).



Gambar 2. 7 Penamaan Bagian Roda Gigi

(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1025)

- a) Lingkaran *pitch* (*pitch circle*) adalah suatu lingkaran imajiner (teoretis) yang menggelinding tanpa slip dan menjadi dasar perhitungan roda gigi.
- b) Diameter lingkaran *pitch* (*pitch circle diameter*) adalah diameter dari lingkaran *pitch*. Ukuran dari roda gigi biasanya ditentukan dari diameter lingkaran *pitch*. Diameter ini juga disebut sebagai diameter *pitch*. Notasi umum yang digunakan adalah : d_0
- c) *Pitch* (jarak bagi lingkar) adalah jarak sepanjang lingkaran jarak bagi antara dua profil gigi yang berdekatan. Notasi umum yang digunakan adalah : t
- d) Sudut tekan (*pressure angle*) adalah sudut kontak normal antara dua buah gigi dari dua roda gigi yang saling bertemu. Notasi umum yang digunakan adalah : α .
- e) *Addendum* (a) adalah jarak radial gigi dari lingkaran *pitch* ke bagian atas/kepala gigi.
- f) *Dedendum* (d) adalah jarak radial gigi dari lingkaran *pitch* ke bagian bawah/kaki gigi.
- g) Lingkaran *addendum* adalah lingkaran yang digambar melalui bagian atas dari gigi atau lingkaran kepala gigi.
- h) Lingkaran *dedendum* adalah lingkaran yang digambar melalui bagian bawah dari gigi atau dikenal dengan lingkaran kaki gigi.
- i) *Circular pitch* adalah jarak yang diukur pada sekeliling dari lingkaran *pitch*, pada satu titik dari satu gigi, dengan titik yang berhubungan pada gigi selanjutnya. Biasanya dinotasikan dengan p_c . Secara matematis dituliskan sebagai:

$$\text{Circular pitch} = p_c = \pi D / T \quad (1)$$

dengan

D : diameter lingkaran *pitch*

T : jumlah gigi pada roda gigi

j) *Diametral pitch* adalah rasio dari jumlah gigi dengan diameter lingkaran *pitch*, dalam millimeter. Biasanya dinotasikan dengan p_d . Secara matematis dituliskan menjadi:

$$\text{Diametral pitch} = p_d = T/D = \pi/p_c \quad (2)$$

D : diameter lingkaran *pitch*

T : jumlah gigi pada roda gigi

k) Modul gigi. Adalah perbandingan antara diameter lingkaran *pitch* dalam millimeter dengan jumlah gigi. Biasanya dinotasikan dengan m . Secara matematis dituliskan sebagai : $m = D/T$ (3)

Modul yang direkomendasikan untuk pilihan pertama = 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, dan 50.

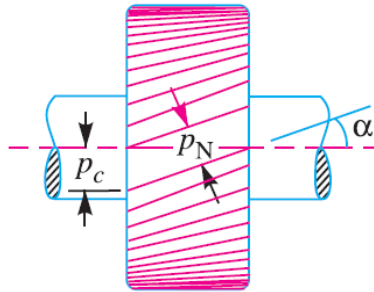
Modul pilihan kedua = 1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45.

l) Sudut Helix. Ini adalah sudut konstan yang dibuat oleh heliks dengan sumbu rotasi.

m) Pitch aksial. Ini adalah jarak, sejajar dengan sumbu, di antara wajah-wajah serupa di gigi yang berdekatan. Ini sama dengan *circular pitch* dan karena itu dilambangkan dengan P_c . Pitch aksial juga dapat didefinisikan sebagai *circular pitch* dalam bidang rotasi atau bidang diametral.

n) Pitch normal. Ini adalah jarak antara wajah-wajah serupa dari gigi yang berdekatan sepanjang helix pada silinder pitch normal terhadap gigi. Ini dilambangkan dengan P_n . Pitch normal dapat juga didefinisikan sebagai pitch sirkular pada bidang normal yang merupakan bidang tegak lurus terhadap gigi. Secara matematis, normal pitch,

$$P_N = P_c \cos \alpha$$



Gambar 2. 8 Tata nama helical gear

(Sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1067)

- o) *Clearance* adalah jarak radial antara bagian atas dari gigi dengan bagian bawah dari gigi, pada keadaan berpasangan. Sebuah lingkaran yang melalui bagian atas dari roda gigi yang berpasangan disebut sebagai lingkaran *clearance*.
- p) Kedalaman total adalah jarak radial antara lingkaran addendum dengan *dedendum* dari roda gigi. Kedalaman total ini sama dengan jumlah dari *addendum* dengan *dedendum*.
- q) Kedalaman kerja adalah jarak radial antara lingkaran *addendum* dengan lingkaran *clearance*. Kedalaman kerja ini sama dengan jumlah dari *addendum* dari kedua roda gigi yang berpasangan.
- r) Ketebalan gigi adalah lebar dari gigi yang diukur sepanjang lingkaran *pitch*.
- s) Ruang gigi adalah lebar dari ruang yang terdapat diantara dua gigi yang berdekatan, yang diukur di sepanjang lingkaran *pitch*.
- t) Backlash adalah perbedaan antara ruang gigi dengan ketebalan gigi, yang juga diukur di sepanjang lingkaran *pitch*.
- u) Muka dari gigi adalah permukaan dari gigi di atas permukaan *pitch*.
- v) *Top land*. Adalah permukaan dari bagian atas gigi.
- w) *Flank* (panggul) dari gigi adalah permukaan dari gigi dibawah permukaan *pitch*.
- x) Lebar muka gigi adalah lebar dari gigi yang diukur secara paralel dengan sumbu roda gigi.

- y) Profil adalah lingkaran yang terbentuk akibat muka dengan panggul dari gigi.
- z) *Radius fillet* adalah radius yang menghubungkan lingkaran akar gigi dengan profil gigi.
- aa) Jalur kontak adalah jalur yang dibentuk oleh titik kontak dari dua gigi, dari awal sampai dengan akhir hubungan gigi (*engagement*).
- ab) Panjang jalur kontak adalah panjang dari *cut-off* normal yang umum dari lingkaran *addendum* dari *gear* dan *pinion*.
- ac) Busur kontak. Adalah jalur yang dibentuk oleh titik pada lingkaran *pitch*, dari awal sampai dengan akhir dari hubungan pasangan roda gigi. Busur kontak tersebut terdiri dari dua bagian, yaitu : busur pencapaian (*arc of approach*) yaitu porsi dari jalur kontak dari awal sampai dengan hubungan pada titik *pitch* dan busur diam (*arc of recess*) yaitu porsi dari jalur kontak dari akhir sampai dengan hubungan pada sepasang gigi. Rasio dari panjang busur kontak dengan *circular pitch* dikenal sebagai rasio kontak, seperti jumlah pasangan gigi yang kontak.

2.6 Pertimbangan Desain Roda Gigi

Dalam desain roda gigi, data berikut biasanya diberikan (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005) :

1. Kekuatan yang ditransmisikan,
2. Kecepatan dari roda gigi penggerak,
3. Kecepatan dari roda gigi yang digerakkan atau rasio kecepatan.
4. Jarak titik pusat.

Syarat yang harus dipenuhi:

1. Gigi pada roda gigi harus memiliki kekuatan yang cukup sehingga tidak rusak dibawah beban statis dan beban dinamis.
2. Gigi pada roda gigi harus memiliki karakteristik keausan yang tinggi.
3. Penggunaan ruang dan material harus ekonomis.
4. Penyelesaian gigi dan defleksi pada poros harus diperhatikan karena berpengaruh pada kinerja pada roda gigi.

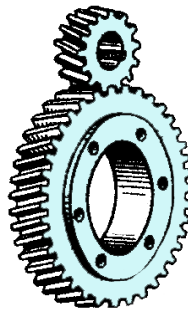
5. Pelumasan roda gigi harus cukup.

2.7 Fundamental roda gigi miring

Meskipun proporsi untuk roda gigi heliks tidak terstandarisasi, namun hal berikut ini direkomendasikan oleh American Gear Manufacturer's Association (AGMA).

Pressure angle in the plane of rotation,	$\phi = 15^\circ \text{ to } 25^\circ$
Helix angle,	$\alpha = 20^\circ \text{ to } 45^\circ$
Addendum	= 0.8 m (Maximum)
Dedendum	= 1 m (Minimum)
Working depth	= 2 m
Minimum total depth	= 1.8 m
Minimum clearance	= 0.2 m
Thickness of tooth	= 1.5708 m
Fillet radius at root	= 0.4 m

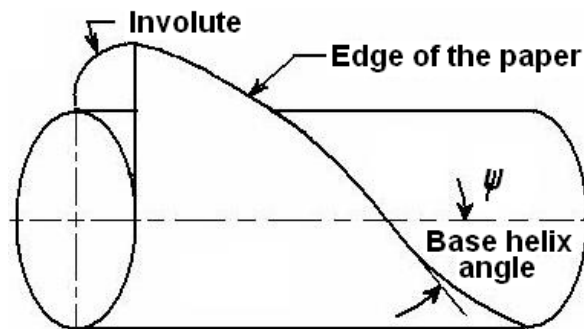
Ketika dua gigi heliks mengalami kontak seperti pada Gambar 2.9, sudut heliks harus sama pada setiap gigi, tetapi satu gigi harus memiliki heliks kanan dan yang lain adalah heliks kiri.



Gambar 2. 9 Helical gear
(sumber: NPTEL Machine Design II)

Bentuk gigi involute helicoid seperti diilustrasikan pada Gambar 2.10. Jika potongan kertas bentuk jajaran genjang dibungkus mengelilingi silinder, ujung sudut kertas menjadi heliks. Jika kertas dilepas, setiap titik pada tepi sudut menghasilkan kurva involute. Permukaan didapatkan ketika setiap titik di tepi menghasilkan sebuah involute disebut involute helicoid. Dalam roda gigi lurus, garis kontak awal memanjang sampai ke

seluruh permukaan gigi. Kontak awal gigi gear heliks adalah titik yang berubah menjadi garis saat gigi semakin berkontak.



Gambar 2. 10 Formasi gigi helical gear
(sumber: NPTEL Machine Design II)

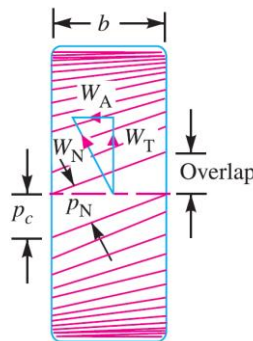
2.7.1 Lebar Muka Roda Gigi Miring

Untuk memiliki lebih dari satu pasang gigi dalam kontak, perpindahan gigi (yaitu kemajuan salah satu ujung gigi di atas ujung yang lain) atau tumpang tindih harus minimal sama dengan pitch aksial, sehingga (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

$$\text{Overlap} = p_c = b \tan \alpha$$

Beban gigi normal (W_N) memiliki dua komponen; salah satunya adalah komponen tangensial (W_T) dan komponen aksial lainnya (W_A), seperti ditunjukkan pada Gambar. 2.11. Dorongan aksial atau dorongan akhir diberikan oleh (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

$$W_A = W_N \sin \alpha = W_T \tan \alpha$$



Gambar 2. 11 Lebar muka roda gigi miring
(sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1067)

2.7.2 Kekuatan Roda Gigi Miring

Pada roda gigi miring, kontak antara gigi bertemu terus-menerus, dimulai dari satu ujung dan bergerak sepanjang gigi sehingga setiap saat garis kontak berjalan secara diagonal di gigi. Oleh karena itu untuk menemukan kekuatan roda gigi miring, digunakan persamaan Lewis yang dimodifikasi. Yaitu (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

$$W_T = (\sigma_o \times C_v) b \cdot \pi m \cdot y'$$

Dimana W_T = Beban gigi tangensial,
 σ_o = Tekanan statis yang diijinkan,
 C_v = Faktor kecepatan,
 b = Lebar muka,
 m = Modul, dan
 y' = Faktor bentuk gigi atau faktor Lewis yang berhubungan dengan jumlah gigi yang bersifat formatif atau virtual atau setara.
 $= 0.124 - 0.684/T$, untuk $14\frac{1}{2}^\circ$ composite and full depth involute system.
 $= 0.154 - 0.912/T$, untuk 20° full depth involute system.
 $= 0.175 - 0.841/T$, untuk 20° stub system.

Tegangan kerja yang diizinkan (σ_w) dalam persamaan Lewis tergantung pada bahan yang tegangan statis yang diijinkan (σ_o) dapat ditentukan. Tekanan statis yang diijinkan adalah tegangan pada batas elastis material. Ini juga disebut basic stres. Untuk memperhitungkan efek dinamis yang menjadi lebih parah ketika kecepatan garis pitch meningkat, nilai σ_w berkurang. Menurut rumus Barth, stres kerja yang diperbolehkan (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005),

$$\sigma_w = \sigma_o \times C_v$$

dimana σ_o = Allowable static stress, and
 C_v = Velocity factor.

Nilai-nilai faktor kecepatan (C_v) diberikan sebagai berikut:

$C_v = 3 / 3 + v$, ordinary cut gears operating at velocities upto 12.5 m/s.
 $= 4.5 / 4.5 + v$, carefully cut gears operating at velocities upto 12.5 m/s.
 $= 6 / 6 + v$, very accurately cut and ground metallic gears operating at velocities upto 20 m / s.

$= 0.75 / 0.75 + \sqrt{v}$, precision gears cut with high accuracy and operating at velocities upto 20 m / s.
 $= (0.75/1+v) + 0.25$, non-metallic gears.

Dalam ekspresi di atas, v adalah kecepatan garis pitch dalam meter per detik.

Tabel berikut menunjukkan nilai tegangan statis yang dibolehkan untuk roda gigi yang berbeda bahan (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005).

Tabel 2. 1 Nilai allowable static stress

<i>Material</i>	<i>Allowable static stress (σ_s) MPa or N/mm²</i>
Cast iron, ordinary	56
Cast iron, medium grade	70
Cast iron, highest grade	105
Cast steel, untreated	140
Cast steel, heat treated	196
Forged carbon steel-case hardened	126
Forged carbon steel-untreated	140 to 210
Forged carbon steel-heat treated	210 to 245
Alloy steel-case hardened	350
Alloy steel-heat treated	455 to 472
Phosphor bronze	84
<i>Non-metallic materials</i>	
Rawhide, fabroil	42
Bakelite, Micarta, Celoron	56

Dalam artikel sebelumnya, faktor kecepatan digunakan untuk membuat perkiraan tunjangan untuk efek pemuatan dinamis. Beban dinamis disebabkan oleh alasan berikut (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

1. Ketidakakuratan jarak gigi,
2. Penyimpangan pada profil gigi, dan
3. Lendutan gigi yang di bawah beban.

Perkiraan lebih dekat ke kondisi sebenarnya dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berdasarkan serangkaian tes yang luas, sebagai berikut (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

$$W_D = W_T + W_I$$

di mana W_D = Total beban dinamis,

W_T = Beban stabil karena torsi yang ditransmisikan, dan

W_I = Penambahan beban karena tindakan dinamis.

Beban tambahan (W_I) tergantung pada kecepatan garis pitch, lebar muka, bahan roda gigi, akurasi pemotongan dan beban tangensial. Untuk kondisi rata-rata, beban dinamis ditentukan dengan menggunakan persamaan Buckingham berikut ini, yaitu (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

$$W_D = W_T + W_I = W_T + \frac{21 v (b.C + W_T)}{21 v + \sqrt{b.C + W_T}}$$

di mana W_D = Total beban dinamis dalam newton,

W_T = Muatan yang ditransmisikan stabil dalam newton,

v = Kecepatan jalur Pitch dalam m / s,

b = Lebar muka roda gigi dalam mm, dan

C = Suatu deformasi atau faktor dinamis dalam N / mm.

Faktor deformasi (C) tergantung pada kesalahan dalam tindakan antara gigi, kelas pemotongan roda gigi, bentuk gigi dan bahan gigi. Tabel berikut menunjukkan nilai-nilai faktor deformasi (C) untuk memeriksa beban dinamis pada roda gigi.

Tabel 2. 2 Nilai faktor deformasi (C)

Material		Involute tooth form	Values of deformation factor (C) in N-mm				
Pinion	Gear		Tooth error in action (e) in mm				
			0.01	0.02	0.04	0.06	0.08
Cast iron	Cast iron	14½°	55	110	220	330	440
Steel	Cast iron		76	152	304	456	608
Steel	Steel		110	220	440	660	880
Cast iron	Cast iron	20° full depth	57	114	228	342	456
Steel	Cast iron		79	158	316	474	632
Steel	Steel		114	228	456	684	912
Cast iron	Cast iron	20° stub	59	118	236	354	472
Steel	Cast iron		81	162	324	486	648
Steel	Steel		119	238	476	714	952

Kesalahan gigi maksimum yang diijinkan dalam tindakan (e) tergantung pada kecepatan garis pitch (v). Tabel berikut menunjukkan nilai-nilai kesalahan gigi dalam tindakan (e) untuk nilai-nilai yang berbeda dari kecepatan dan modul garis pitch.

Tabel 2. 3 Nilai kesalahan gigi maksimum yang diijinkan (e)

<i>Pitch line velocity (v) m/s</i>	<i>Tooth error in action (e) mm</i>	<i>Pitch line velocity (v) m/s</i>	<i>Tooth error in action (e) mm</i>	<i>Pitch line velocity (v) m/s</i>	<i>Tooth error in action (e) mm</i>
1.25	0.0925	8.75	0.0425	16.25	0.0200
2.5	0.0800	10	0.0375	17.5	0.0175
3.75	0.0700	11.25	0.0325	20	0.0150
5	0.0600	12.5	0.0300	22.5	0.0150
6.25	0.0525	13.75	0.0250	25 and over	0.0125
7.5	0.0475	15	0.0225		

Beban gigi static (juga disebut kekuatan balok atau kekuatan daya tahan gigi) diperoleh rumus Lewis dengan mengganti batas ketahanan lentur atau tegangan batas elastis (σ_e) di tempat stres kerja yang diizinkan (σ_w) (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005).

∴ Beban gigi statis atau kekuatan balok gigi,

$$W_s = \sigma_e \cdot b \cdot pc \cdot y = \sigma_e \cdot b \cdot \pi \cdot m \cdot y$$

Tabel berikut menunjukkan nilai-nilai batas ketahanan lentur (σ_e) untuk bahan yang berbeda.

Tabel 2. 4 Nilai elastic limit stress

<i>Material of pinion and gear</i>	<i>Brinell hardness number (B.H.N.)</i>	<i>Flexural endurance limit (σ_e) in MPa</i>
Grey cast iron	160	84
Semi-steel	200	126
Phosphor bronze	100	168
Steel	150	252
	200	350
	240	420
	280	490
	300	525
	320	560
	350	595
	360	630
	400 and above	700

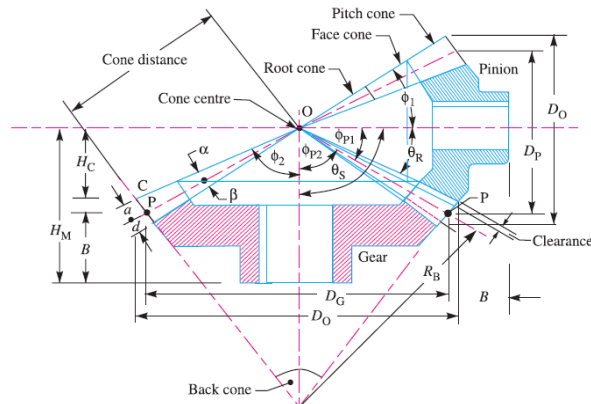
Untuk keamanan, terhadap kerusakan gigi, beban gigi statis (W_s) harus lebih besar dari beban dinamis (W_D). Buckingham menyarankan hubungan berikut antara W_s dan W_D .

Untuk beban stabil, $W_s \geq 1,25 W_D$

Untuk beban pulsasi, $W_s \geq 1.35 W_D$

Untuk beban kejut, $W_s \geq 1,5 W_D$

2.8 Istilah Yang Digunakan Di Bevel Gears



Gambar 2. 12 Istilah yang digunakan di bevel gears
(sumber: A Textbook of Machine Design by RS Khurmi and JK Gupta pg 1082)

Pandangan bagian dari dua roda bevel di mesh ditunjukkan pada Gambar. 2.12. Istilah berikut sehubungan dengan roda gigi bevel penting dari sudut pandang subjek (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

1. Pitch cone. Ini adalah kerucut yang mengandung elemen pitch gigi.
2. Pusat kerucut. Ini adalah puncak kerucut pitch. Ini dapat didefinisikan sebagai titik di mana sumbu dari dua gigi bertemu berpotongan satu sama lain.
3. Pitch angle. Ini adalah sudut yang dibuat oleh garis pitch dengan poros poros. Ini ditandai dengan ' θ_p '.
4. Jarak kerucut. Ini adalah panjang elemen kerucut pitch. Ini juga disebut sebagai radius kerucut pitch. Ini ditandai dengan ' OP '. Secara matematis, radius kerucut jarak atau pitch,

$$OP = \frac{\text{Pitch radius}}{\sin \theta_p} = \frac{D_p / 2}{\sin \theta_{p1}} = \frac{D_g / 2}{\sin \theta_{p2}}$$

5. Sudut Addendum. Ini adalah sudut yang digantikan oleh addendum gigi di pusat kerucut. Ini dinotasikan dengan ' α '. Secara matematis, sudut addendum,

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{a}{OP} \right)$$

dimana

a = Addendum, and OP = Jarak kerucut.

6. Sudut Dedendum. Ini adalah sudut yang diapit oleh dedendum gigi di pusat kerucut. Ini ditandai dengan ' β '. Secara matematis, sudut dedendum,

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{d}{OP} \right)$$

dimana

d = Dedendum, and OP = Jarak kerucut.

7. Sudut wajah. Ini adalah sudut yang digantikan oleh wajah gigi di pusat kerucut. Ini ditandai dengan ' Φ '. Sudut wajah sama dengan sudut pitch ditambah sudut addendum.

8. Sudut akar. Ini adalah sudut yang tersubstitusi oleh akar gigi di pusat kerucut. Ini dilambangkan dengan ' θ_R '. Ini sama dengan sudut pitch dikurangi sudut dedendum.

9. Kerucut belakang (atau normal). Ini adalah kerucut imajiner, tegak lurus dengan kerucut di ujung gigi.

10. Jarak kerucut belakang. Ini adalah panjang kerucut belakang. Ini dinotasikan dengan ' R_B '. Ini juga disebut radius kerucut belakang.

11. Dukungan. Ini adalah jarak titik pitch (P) dari belakang bos, sejajar dengan titik pitch gigi. Ini dinotasikan dengan ' B '.

12. Tinggi mahkota. Ini adalah jarak dari titik mahkota (C) dari pusat kerucut (O), sejajar dengan sumbu roda gigi. Ini ditandai dengan ' H_C '.

13. Ketinggian pemasangan. Ini adalah jarak punggung bos dari pusat kerucut. Ini dilambangkan dengan ' H_M '.

14. Pitch diameter. Ini adalah diameter lingkaran pitch terbesar.

15. Diameter kerucut addendum. Ini adalah diameter gigi gigi maksimum. Ini sama dengan diameter kosong dari mana gigi dapat dipotong. Secara matematis, diameter luar,

$$D_O = D_P + 2 a \cos \theta_P$$

dimana

D_P = Pitch circle diameter,

a = Addendum, and

θ_P = Pitch angle.

16. Diameter kerucut di dalam atau dedendum. Bagian dalam atau diameter kerucut dedendum diberikan oleh

$$D_d = D_P - 2d \cos \theta_P$$

dimana

D_d = Inside diameter, and
 d = Dedendum.

2.9 Proporsi untuk Bevel Gear

Proporsi untuk roda bevel dapat diambil sebagai berikut (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

1. Addendum, $a = 1 m$
2. Dedendum, $d = 1.2 m$
3. Clearance = $0.2 m$
4. Working depth = $2 m$
5. Thickness of tooth = $1.5708 m$

dimana m adalah modul.

2.9.1 Kekuatan Bevel Gear

Kekuatan gigi roda gigi bevel diperoleh dengan cara yang sama seperti yang dibahas dalam artikel sebelumnya. Bentuk modifikasi dari persamaan Lewis untuk beban gigi tangensial diberikan sebagai berikut (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

$$W_T = (\sigma_o \times C_v) b \cdot \pi m \cdot y' \left(\frac{L - b}{L} \right)$$

dimana

σ_o = Allowable static stress,

C_v = Velocity factor,

v = Peripheral speed in m / s,

b = Face width,

m = Module,

y' = Tooth form factor (or Lewis factor) for the equivalent number of teeth,

L = Slant height of pitch cone (or cone distance),

$$L = \frac{D_p}{2 \sin \theta_{p1}}$$

θ_p = Pitch angle, and

D_p = Pitch diameter

Beban dinamis untuk roda gigi bevel dapat diperoleh dengan cara yang sama seperti yang dibahas untuk roda gigi lurus.

$$WD = WT + WI$$

di mana WD = Total beban dinamis,

WT = Beban stabil karena torsi yang ditransmisikan, dan

WI = Penambahan beban karena tindakan dinamis.

Beban tambahan (W_i) tergantung pada kecepatan garis pitch, lebar muka, bahan roda gigi, akurasi pemotongan dan beban tangensial. Untuk kondisi rata-rata, beban dinamis ditentukan dengan menggunakan persamaan Buckingham berikut ini, yaitu:

$$W_D = W_T + W_I = W_T + \frac{21 v (b.C + W_T)}{21 v + \sqrt{b.C + W_T}}$$

di mana WD = Total beban dinamis dalam newton,

WT = Muatan yang ditransmisikan stabil dalam newton,

v = Kecepatan jalur Pitch dalam m / s,

b = Lebar muka roda gigi dalam mm, dan

C = Suatu deformasi atau faktor dinamis dalam N / mm.

Beban gigi statis atau kekuatan daya tahan gigi untuk gigi bevel diberikan oleh

$$W_s = \sigma_e . b . \pi m . y' \left(\frac{L - b}{L} \right)$$

2.10 Material Roda Gigi

Bahan yang digunakan untuk pembuatan roda gigi tergantung pada kekuatan dan kondisi servis seperti aus, bising, dll. Roda gigi dapat dibuat dari bahan logam atau non-logam. Roda gigi logam dengan potongan gigi secara komersial tersedia dalam besi cor, baja dan perunggu. Bahan non-logam seperti kayu, kulit mentah, kertas tekan dan resin sintetis seperti nilon digunakan untuk roda gigi, terutama untuk mengurangi kebisingan. (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

Besi cor banyak digunakan untuk pembuatan roda gigi karena sifatnya yang bagus, machinability yang sangat baik dan kemudahan menghasilkan bentuk yang rumit dengan metode pengecoran. Gigi besi cor dengan gigi

yang dipotong dapat digunakan, di mana tindakan halus tidak penting. (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

Baja yang digunakan untuk roda gigi dan baja berkekuatan tinggi mungkin baja karbon biasa atau baja paduan. Roda gigi baja biasanya diberi perlakuan panas untuk memadukan dengan benar kekerasan dan kekerasan gigi. (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

Fosfor fosfor banyak digunakan untuk roda gigi cacing untuk mengurangi keausan gigi cacing yang berlebihan dengan besi cor atau baja. Tabel berikut menunjukkan sifat-sifat bahan roda gigi yang biasa digunakan. (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005)

Tabel 2. 5 Material gear yang biasa digunakan

<i>Material</i> (1)	<i>Condition</i> (2)	<i>Brinell hardness number</i> (3)	<i>Minimum tensile strength (N/mm²)</i> (4)
<i>Malleable cast iron</i>			
(a) White heart castings, Grade B	—	217 max.	280
(b) Black heart castings, Grade B	—	149 max.	320
<i>Cast iron</i>			
(a) Grade 20	As cast	179 min.	200
(b) Grade 25	As cast	197 min.	250
(c) Grade 35	As cast	207 min.	250
(d) Grade 35	Heat treated	300 min.	350
<i>Cast steel</i>	—	145	550
<i>Carbon steel</i>			
(a) 0.3% carbon	Normalised	143	500
(b) 0.3% carbon	Hardened and tempered	152	600
(c) 0.4% carbon	Normalised	152	580
(d) 0.4% carbon	Hardened and tempered	179	600
(e) 0.35% carbon	Normalised	201	720
(f) 0.55% carbon	Hardened and tempered	223	700
<i>Carbon chromium steel</i>			
(a) 0.4% carbon	Hardened and tempered	229	800
(b) 0.55% carbon	"	225	900
<i>Carbon manganese steel</i>			
(a) 0.27% carbon	Hardened and tempered	170	600
(b) 0.37% carbon	"	201	700
<i>Manganese molybdenum steel</i>			
(a) 35 Mn 2 Mo 28	Hardened and tempered	201	700
(b) 35 Mn 2 Mo 45	"	229	800
<i>Chromium molybdenum steel</i>			
(a) 40 Cr 1 Mo 28	Hardened and tempered	201	700
(b) 40 Cr 1 Mo 60	"	248	900
(1)	(2)	(3)	(4)
<i>Nickel steel</i>			
40 Ni 3	"	229	800
<i>Nickel chromium steel</i>			
30 Ni 4 Cr 1	"	444	1540
<i>Nickel chromium molybdenum steel</i>	Hardness and tempered		
40 Ni 2 Cr 1 Mo 28		255	900
<i>Surface hardened steel</i>			
(a) 0.4% carbon steel	—	145 (core) 460 (case)	551
(b) 0.55% carbon steel	—	200 (core) 520 (case)	708
(c) 0.55% carbon chromium steel	—	250 (core) 500 (case)	866
(d) 1% chromium steel	—	500 (case)	708
(e) 3% nickel steel	—	200 (core) 300 (case)	708
<i>Case hardened steel</i>			
(a) 0.12 to 0.22% carbon	—	650 (case)	504
(b) 3% nickel	—	200 (core) 600 (case)	708
(c) 5% nickel steel	—	250 (core) 600 (case)	866
<i>Phosphor bronze castings</i>	Sand cast	60 min.	160
	Chill cast	70 min.	240
	Centrifugal cast	90	260

2.11 Penyebab Kegagalan Roda Gigi

Berbagai kegagalan roda gigi dan penawar yang mungkin untuk menghindari kegagalan, adalah sebagai berikut (R. S. Khurmi and J. K. Gupta, 2005):

1. Kegagalan pembengkokan. Setiap gigi roda gigi bertindak sebagai penopang. Jika beban dinamis total berulang yang bekerja pada gigi roda gigi lebih besar dari kekuatan beam gigi roda gigi, maka gigi roda gigi akan gagal dalam tekukan, yaitu gigi roda gigi akan patah.

Untuk menghindari kegagalan tersebut, modul dan lebar muka gigi disesuaikan sehingga kekuatan beam lebih besar dari beban dinamis.

2. Pitting. Ini adalah kegagalan kelelahan permukaan yang terjadi karena banyak pengulangan tegangan kontak Hertz. Kegagalan terjadi ketika tegangan kontak permukaan lebih tinggi dari batas ketahanan material. Kegagalan dimulai dengan pembentukan lubang yang terus tumbuh yang mengakibatkan pecahnya permukaan gigi.

Untuk menghindari pitting, beban dinamis antara gigi roda gigi harus kurang dari kekuatan aus gigi roda gigi.

3. Scoring. Panas yang berlebihan dihasilkan ketika ada tekanan permukaan yang berlebihan, kecepatan tinggi atau suplai pelumas gagal. Ini adalah fenomena stick-slip di mana geser dan pengelasan alternatif berlangsung cepat di titik-titik tinggi.

Jenis kegagalan ini dapat dihindari dengan mendesain parameter seperti kecepatan, tekanan, dan aliran pelumas yang tepat, sehingga suhu pada permukaan yang digosok berada dalam batas yang diizinkan.

4. Keausan abrasif. Partikel asing dalam pelumas seperti kotoran, debu atau duri masuk antara gigi dan merusak bentuk gigi. Jenis kegagalan ini dapat dihindari dengan menyediakan filter untuk oli pelumas atau dengan menggunakan minyak pelumas viskositas tinggi yang memungkinkan pembentukan film oli tebal dan dengan demikian memungkinkan mudahnya melewati partikel tersebut tanpa merusak permukaan roda gigi.

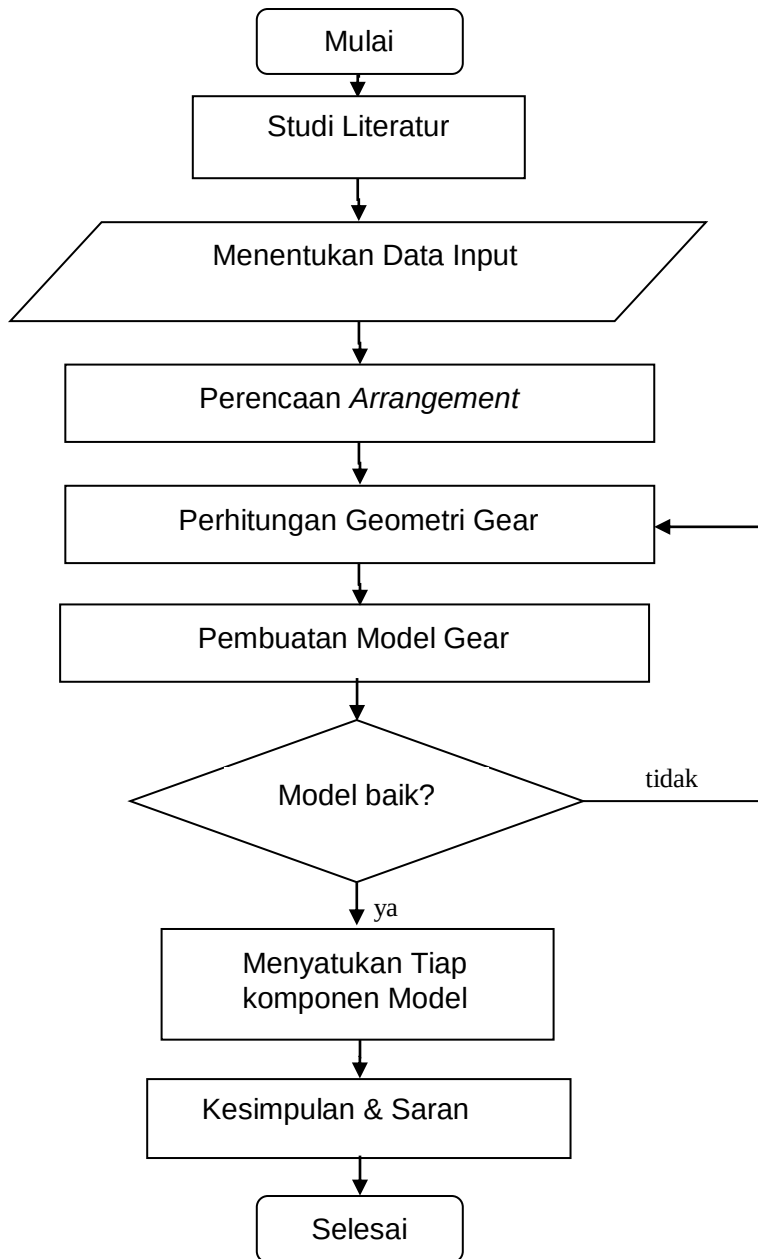
5. Keausan korosif. Korosi pada permukaan gigi terutama disebabkan karena adanya unsur-unsur korosif seperti aditif yang terdapat dalam minyak pelumas. Untuk menghindari jenis aus ini, aditif anti-korosif yang tepat harus digunakan.

BAB III

METODOLOGI

Dalam penelitian ini, *software* yang digunakan adalah Solidworks Office. Data yang digunakan adalah desain kapal amfibi Kasrat X-1 yang sudah ada dan dikembangkan dengan model lambung yang telah dimodifikasi serta power mesin utama sehingga kebutuhan gearbox dapat diketahui untuk didesain. Berikut adalah *flow chart* pengerjaan penelitian:

3.1 Diagram Alir



Gambar 3. 1 Diagram Alir

3.1.1 Tahap Identifikasi untuk Objek, Topik dan Fokus

Tahap ini berfungsi untuk menetapkan tujuan dan memahami objek, topik serta fokus dalam penelitian ini dengan melakukan studi literatur dengan pengumpulan referensi-referensi yang berhubungan dengan materi yang dibahas, dalam hal ini perancangan sistem transmisi. Adapun Literatur tersebut didapatkan dari buku, internet dan paper.

3.1.2 Tahapan Penentuan Data

Parameter input untuk pemodelan ini adalah :

1) Power Mesin Utama kapal

Untuk menentukan roda gigi dengan menginput putaran mesin. utama kapal yang digunakan.

2) Bentuk Lambung kapal

Untuk menentukan posisi peletakan gearbox nantinya.

3.1.3 Tahapan Pengolahan Data

Tahap ini merupakan tahap perancangan model roda-roda gigi yang berada pada gearbox sehingga mendapatkan model visual dari sistem transmisi kapal amfibi Kasrat X-1.

3.1.4 Tahap Analisis dan Kesimpulan

Tahap ini merupakan tahap akhir dari penelitian, yang dilakukan adalah:

1. Analisis Sistem Transmisi

Tahap ini dilakukan analisis terhadap data-data yang diolah meliputi efisiensi antara sistem transmisi pada saat sebelum dimodifikasi dan setelah modifikasi.

2. Kesimpulan dan Saran

Tahap ini merupakan pengambilan kesimpulan dari analisa dan pengolahan data yang dilakukan. Saran dimaksudkan agar penelitian selanjutnya lebih berkembang dan sebagai referensi.

3.2 Jadwal Pelaksanaan

No	Rencana Kegiatan	Bulan ke 1	Bulan ke 2	Bulan ke 3	Bulan ke 4	Bulan ke 5
1	Perumusan Masalah					
2	Studi Literatur					
3	Penentuan Data : -Data Utama kapal ampibi -Data Mesin Utama kapal ampibi -Data stern drive dan mesin darat					
4	Pemodelan Data : <i>Software</i> Pengolahan Data : <i>Software</i>					
5	Hasil Pengolahan Data					
6	Kesimpulan Dan Saran					

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Data Existing

Berikut adalah data-data kapal amfibi Kasrat X-1 sebelum dimodifikasi, meliputi data ukuran utama kapal, spesifikasi mesin darat yang digunakan, spesifikasi mesin laut yang digunakan serta *stern drive*-nya, dan bentuk *arrangement* kapal amfibi Kasrat X-1.

Data ukuran utama kapal:

Lpp	: 10 m
B	: 3.1 m
H	: 2.5 m
T	: 0.7 m
Berat	: 12000 kg
Daya muat	: 10 orang
Vs	: 12 knot
Kecepatan darat	: Max. 100 km/jam

Spesifikasi mesin darat:

Merk	: ISUZU
Tipe	: NKR 71 4x4 5100 cc
Power	: 125 PS/ 2900 rpm
Torsi	: 35 Kgm @1200-2200rpm
Transmisi	: MYY5T
Rasio Transmisi	: 1 st 5.315
	2 nd 3.053
	3 rd 1.655
	4 th 1.000
	5 th 0.721
	Rev. 5.068

Spesifikasi mesin air:

<i>Merk</i>	: Mercury
<i>Type</i>	: MerCruiser 2.8 L
<i>Power</i>	: 220 hp / 160 kW
<i>Max. Rpm</i>	: 3800
<i>Bore and Stroke</i>	: 3.7" x 3.94" / 94 x 100 mm
<i>Dimension (LxWxH)</i>	: 34 x 30 x 31" / 861 x 772 x 793 mm
<i>Weight</i>	: 873 lbs / 396 kg
<i>Stern drive</i>	: Bravo Two
<i>Weight-Bravo Two</i>	: 1041 lbs / 472 kg

Berikut adalah *arrangement* kapal amfibi Kasrat X-1:



Gambar 4. 1 *Arrangement* Kapal Amfibi Kasrat X-1
(sumber: PT. Fiber Boat Indonesia)

4.2 Data Input

Dari percobaan yang telah dilakukan dengan merubah bentuk lambung menggunakan bantuan perangkat lunak diperoleh nilai power kapal amfibi Kasrat X-1 sebesar 431.553 hp pada kecepatan 20 knot. Sehingga didapatkan beberapa data input sebagai berikut:

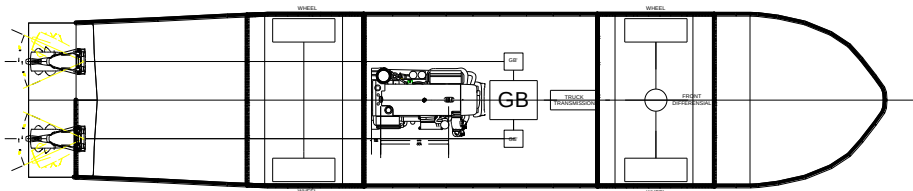
4.2.1 Data utama kapal

Lpp	: 10.998 m
B	: 2.2 m
H	: 3.4 m
T	: 1.5 m
Vs	: 20 knot

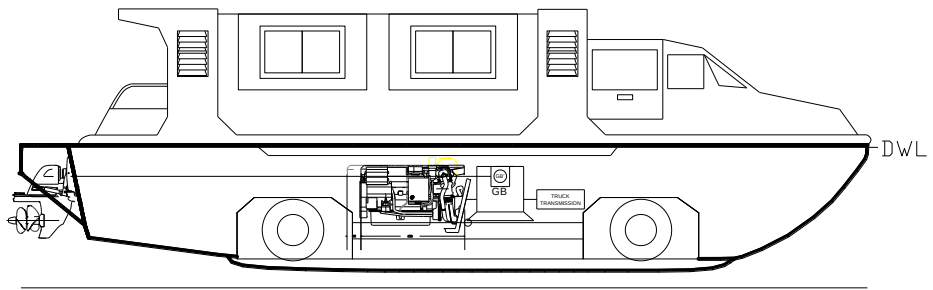
4.2.2 Spesifikasi *main engine*

Merk	= Volvo Penta
Type	= D6-400
Power	= 400 HP = 294 kw
Rated	= 3500 rpm
Weight	= 1731 lbs = 785 kg
Dimension (L x W x H)	= 1347 x 788 x 883 mm
Bore	= 4.06" / 103 mm
Stroke	= 4.33" / 110 mm

4.3 Perencanaan *arrangement gearbox*



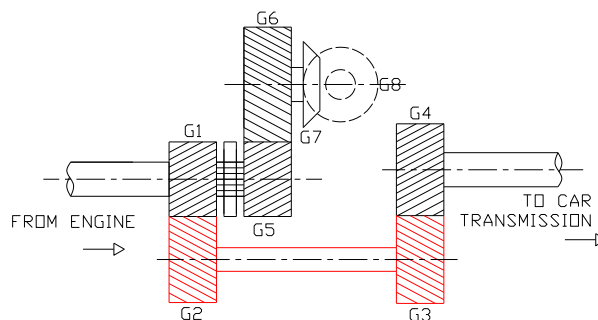
Gambar 4. 2 Perencanaan posisi gearbox tampak atas



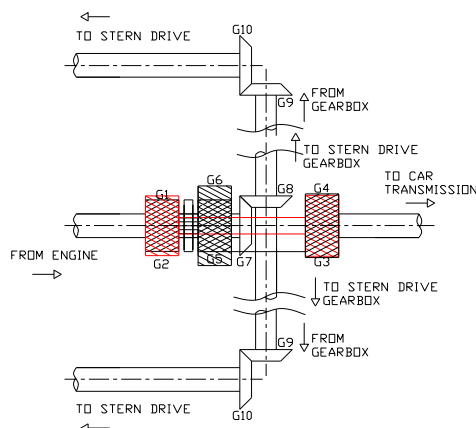
Gambar 4. 3 Perencanaan posisi gearbox tampak samping

4.4 Pengolahan Data

Dari data-data yang didapatkan akan dilakukan pengolahan data sehingga memperoleh ukuran gear pada gearbox serta dimensi gearbox yang sesuai dengan kebutuhan. Berikut asumsi susunan gear pada gearbox yang akan penulis rancang:



Gambar 4. 4 Skema gearbox pandangan samping



Gambar 4. 5 Skema gearbox pandangan atas

4.5 Perhitungan Roda Gigi

Setelah menentukan *arrangement* gear yang akan disusun, maka akan dilakukan perhitungan dimensi gigi dengan input data sebagai berikut :

4.5.1 Perhitungan dimensi roda gigi

Langkah pertama adalah menghitung dimensi tiap roda gigi yang terpasang pada gearbox. Pada tugas akhir ini digunakan dua jenis gear yaitu helical gear dan bevel gear sehingga perhitungan untuk menentukan dimensinya memiliki perbedaan. Helical gear digunakan pada gear G1 sampai G6, sedangkan bevel gear digunakan pada gear G7 sampai G10.

Berikut adalah perhitungan roda gigi tiap gear:

4.5.1.1 Roda gigi G1

$$\text{Pitch Diameter (D)} = 130 \text{ mm}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$m = D/T$$

$$T = D/m$$

$$= 130 / 8$$

$$= 16.25 \text{ gigi} \sim 16 \text{ gigi}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$a = 0.8 m$$

$$= 0.8 \times 8$$

$$= 6.4 \text{ mm}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$d = 1 m$$

$$= 1 \times 8$$

$$= 8 \text{ mm}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$p_c = \pi D/T$$

$$= \pi \times 130 / 16$$

$$= 25.12 \text{ mm/gigi}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 p_d &= T/D \\
 &= 16 / 130 \\
 &= 0.125 \quad \text{gigi/mm}
 \end{aligned}$$

- *Clearance*

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 c &= 0.2 \text{ m} \\
 &= 0.2 \times 8 \\
 &= 1.6 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- *Normal pitch*

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 p_n &= p_c \cos \alpha \\
 &= 25.51 \cos 20^\circ \\
 &= 23.61
 \end{aligned}$$

- *Total Depth*

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h &= 1.8 \text{ m} \\
 &= 1.8 \times 8 \\
 &= 14.4 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- *Working depth*

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_k &= 2 \text{ m} \\
 &= 2 \times 8 \\
 &= 16 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- *Tooth thickness*

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 T_t &= 1.5708 \text{ m} \\
 &= 1.5708 \times 8 \\
 &= 12.57 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- *Face width*

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 b &= 1.15 \times \pi m / \tan \alpha \\
 &= 1.15 \times \pi 8 / \tan 20^\circ \\
 &= 79.37 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.5.1.2 Roda Gigi G2

Pitch Diameter (D) = 200 mm

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}m &= D/T \\T &= D/m \\&= 200 / 8 \\&= 25 \quad \text{gigi}\end{aligned}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}a &= 0.8 m \\&= 0.8 \times 8 \\&= 6.4 \quad \text{mm}\end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}d &= 1 m \\&= 1 \times 8 \\&= 8 \quad \text{mm}\end{aligned}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}pc &= \pi D/T \\&= \pi \times 200 / 16 \\&= 25.12 \quad \text{mm/gigi}\end{aligned}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}pd &= T/D \\&= 25 / 200 \\&= 0.125 \quad \text{gigi/mm}\end{aligned}$$

- Clearance

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}c &= 0.2 m \\&= 0.2 \times 8 \\&= 1.6 \quad \text{mm}\end{aligned}$$

- Normal pitch

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}pn &= pc \cos \alpha \\&= 25.51 \cos 20^\circ \\&= 23.61\end{aligned}$$

- Total Depth

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h &= 1.8 \text{ m} \\ &= 1.8 \times 8 \\ &= 14.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Working depth

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 \text{ m} \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tooth thickness

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_t &= 1.5708 \text{ m} \\ &= 1.5708 \times 8 \\ &= 12.57 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Face width

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} b &= 1.15 \times \pi \text{ m} / \tan \alpha \\ &= 1.15 \times \pi \times 8 / \tan 20^\circ \\ &= 79.37 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.5.1.3 Roda Gigi G3

$$\text{Pitch Diameter (D)} = 153 \text{ mm}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= D/T \\ T &= D/m \\ &= 153 / 8 \\ &= 19.125 \text{ gigi} \sim 19 \text{ gigi} \end{aligned}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a &= 0.8 \text{ m} \\ &= 0.8 \times 8 \\ &= 6.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} d &= 1 \text{ m} \\ &= 1 \times 8 \end{aligned}$$

$$= 8 \quad \text{mm}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pc &= \pi D / T \\ &= \pi \times 153 / 19 \\ &= 25.12 \quad \text{mm/gigi} \end{aligned}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pd &= T / D \\ &= 19 / 153 \\ &= 0.125 \quad \text{gigi/mm} \end{aligned}$$

- Clearance

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c &= 0.2 \text{ m} \\ &= 0.2 \times 8 \\ &= 1.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Normal pitch

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pn &= pc \cos \alpha \\ &= 25.51 \cos 20^\circ \\ &= 23.61 \end{aligned}$$

- Total Depth

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h &= 1.8 \text{ m} \\ &= 1.8 \times 8 \\ &= 14.4 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Working depth

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} hk &= 2 \text{ m} \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Tooth thickness

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$Tt = 1.5708 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1.5708 \times 8 \\
 &= 12.57 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Face width

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 b &= 1.15 \times \pi m / \tan \alpha \\
 &= 1.15 \times \pi 8 / \tan 20^\circ \\
 &= 79.37 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.5.1.4 Roda Gigi G4

$$\text{Pitch Diameter (D)} = 160 \quad \text{mm}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m &= D/T \\
 T &= D/m \\
 &= 160 / 8 \\
 &= 20 \quad \text{gigi}
 \end{aligned}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 a &= 0.8 m \\
 &= 0.8 \times 8 \\
 &= 6.4 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 d &= 1 m \\
 &= 1 \times 8 \\
 &= 8 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 p_c &= \pi D/T \\
 &= \pi \times 160 / 20 \\
 &= 25.12 \quad \text{mm/gigi}
 \end{aligned}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 p_d &= T/D \\
 &= 20 / 160 \\
 &= 0.125 \quad \text{gigi/mm}
 \end{aligned}$$

- Clearance

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}c &= 0.2 \text{ m} \\&= 0.2 \times 8 \\&= 1.6 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Normal pitch

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}pn &= pc \cos\alpha \\&= 25.51 \cos 20^\circ \\&= 23.61\end{aligned}$$

- Total Depth

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}h &= 1.8 \text{ m} \\&= 1.8 \times 8 \\&= 14.4 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Working depth

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}hk &= 2 \text{ m} \\&= 2 \times 8 \\&= 16 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Tooth thickness

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}Tt &= 1.5708 \text{ m} \\&= 1.5708 \times 8 \\&= 12.57 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Face width

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}b &= 1.15 \times \pi m / \tan\alpha \\&= 1.15 \times \pi 8 / \tan 20^\circ \\&= 79.37 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.5.1.5 Roda Gigi G5

$$\text{Pitch Diameter (D)} = 130 \text{ mm}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}m &= D/T \\T &= D/m \\&= 130 / 8\end{aligned}$$

$$= 16.25 \quad \text{gigi} \quad \sim \quad 16 \quad \text{gigi}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a &= 0.8 m \\ &= 0.8 \times 8 \\ &= 6.4 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} d &= 1 m \\ &= 1 \times 8 \\ &= 8 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pc &= \pi D / T \\ &= \pi \times 130 / 16 \\ &= 25.12 \quad \text{mm/gigi} \end{aligned}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pd &= T / D \\ &= 16 / 130 \\ &= 0.125 \quad \text{gigi/mm} \end{aligned}$$

- Clearance

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c &= 0.2 m \\ &= 0.2 \times 8 \\ &= 1.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Normal pitch

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} pn &= pc \cos \alpha \\ &= 25.51 \cos 20^\circ \\ &= 23.61 \end{aligned}$$

- Total Depth

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h &= 1.8 m \\ &= 1.8 \times 8 \end{aligned}$$

$$= 14.4 \quad \text{mm}$$

- Working depth

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 \text{ m} \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Tooth thickness

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_t &= 1.5708 \text{ m} \\ &= 1.5708 \times 8 \\ &= 12.57 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Face width

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} b &= 1.15 \times \pi \text{ m} / \tan \alpha \\ &= 1.15 \times \pi \times 8 / \tan 20^\circ \\ &= 79.37 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

4.5.1.6 Roda Gigi G6

$$\text{Pitch Diameter (D)} = 200 \quad \text{mm}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= D/T \\ T &= D/m \\ &= 200 / 8 \\ &= 25 \quad \text{gigi} \end{aligned}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a &= 0.8 \text{ m} \\ &= 0.8 \times 8 \\ &= 6.4 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} d &= 1 \text{ m} \\ &= 1 \times 8 \\ &= 8 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Circular pitch

Nilai *circular pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} p_c &= \pi D / T \\ &= \pi \times 200 / 16 \\ &= 25.12 \quad \text{mm/gigi} \end{aligned}$$

- Diametral pitch

Nilai *diametral pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} p_d &= T / D \\ &= 25 / 200 \\ &= 0.125 \quad \text{gigi/mm} \end{aligned}$$

- Clearance

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c &= 0.2 m \\ &= 0.2 \times 8 \\ &= 1.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Normal pitch

Nilai *normal pitch* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} p_n &= p_c \cos \alpha \\ &= 25.51 \cos 20^\circ \\ &= 23.61 \end{aligned}$$

- Total Depth

Nilai *total depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h &= 1.8 m \\ &= 1.8 \times 8 \\ &= 14.4 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Working depth

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 m \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Tooth thickness

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$T_t = 1.5708 m$$

$$\begin{aligned}
 &= 1.5708 \times 8 \\
 &= 12.57 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Face width

Nilai *face width* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 b &= 1.15 \times \pi m / \tan \alpha \\
 &= 1.15 \times \pi 8 / \tan 20^\circ \\
 &= 79.37 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.5.1.7 Roda Gigi G7

$$\text{Dedendum Cone Diameter (Dd)} = 200 \quad \text{mm}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 a &= 1 \text{ m} \\
 &= 1 \times 8 \\
 &= 8 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 d &= 1.2 \text{ m} \\
 &= 1.2 \times 8 \\
 &= 9.6 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Pitch circle diameter (D)

Nilai *pitch circle diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 D_d &= D - 2d \cos \theta_p \\
 D &= D_d + 2d \cos \theta_p \\
 &= 200 + 2 \times 9.6 \cos 45^\circ \\
 &= 213.58 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 m &= D/T \\
 T &= D/m \\
 &= 213.58 / 8 \\
 &= 26.70 \quad \text{gigi} \quad \sim \quad 27 \quad \text{gigi}
 \end{aligned}$$

- Addendum cone diameter (Do)

Nilai *addendum cone diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 D_o &= D + 2a \cos \theta_p \\
 &= 213.58 + 2 \times 8 \cos 45^\circ
 \end{aligned}$$

$$= 224.89 \quad \text{mm}$$

- Cone distance (OP)

Nilai *cone distance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{OP} &= \text{Pitch radius} / \sin\theta_p \\ &= (D/2) / \sin\theta_p \\ &= (213.58/2)/\sin 45 \\ &= 151.02 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Clearance (c)

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c &= 0.2 \text{ m} \\ &= 0.2 \times 8 \\ &= 1.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Working depth (hk)

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 \text{ m} \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Thickness of tooth (Tt)

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_t &= 1.5708 \text{ m} \\ &= 1.5708 \times 8 \\ &= 12.57 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

4.5.1.8 Roda Gigi G8

$$\text{Dedendum Cone Diameter (Dd)} = 170 \quad \text{mm}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a &= 1 \text{ m} \\ &= 1 \times 8 \\ &= 8 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} d &= 1.2 \text{ m} \\ &= 1.2 \times 8 \end{aligned}$$

$$= 9.6 \quad \text{mm}$$

- Pitch circle diameter (D)

Nilai *pitch circle diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} D_d &= D - 2d \cos\theta_p \\ D &= D_d + 2d \cos\theta_p \\ &= 170 + 2 \times 9.6 \cos 45 \\ &= 183.58 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= D/T \\ T &= D/m \\ &= 183.58 / 8 \\ &= 22.95 \quad \sim \quad 23 \quad \text{gigi} \end{aligned}$$

- Addendum cone diameter (Do)

Nilai *addendum cone diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} D_o &= D + 2a \cos\theta_p \\ &= 183.58 + 2 \times 8 \cos 45 \\ &= 194.89 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Cone distance (OP)

Nilai *cone distance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} OP &= \text{Pitch radius} / \sin\theta_p \\ &= (D/2) / \sin\theta_p \\ &= (183.58/2)/\sin 45 \\ &= 129.81 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Clearance (c)

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c &= 0.2 m \\ &= 0.2 \times 8 \\ &= 1.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Working depth (hk)

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 m \\ &= 2 \times 8 \end{aligned}$$

$$= 16 \quad \text{mm}$$

- Thickness of tooth (Tt)

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Tt &= 1.5708 m \\ &= 1.5708 \times 8 \\ &= 12.57 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

4.5.1.9 Roda Gigi G9

$$\text{Dedendum Cone Diameter (Dd)} = 170 \quad \text{mm}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a &= 1 m \\ &= 1 \times 8 \\ &= 8 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} d &= 1.2 m \\ &= 1.2 \times 8 \\ &= 9.6 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Pitch circle diameter (D)

Nilai *pitch circle diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Dd &= D - 2d \cos\theta_p \\ D &= Dd + 2d \cos\theta_p \\ &= 170 + 2 \times 9.6 \cos 45^\circ \\ &= 183.58 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= D/T \\ T &= D/m \\ &= 183.58 / 8 \\ &= 22.95 \quad \sim \quad 23 \quad \text{gigi} \end{aligned}$$

- Addendum cone diameter (Do)

Nilai *addendum cone diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 D_o &= D + 2a \cos\theta_p \\
 &= 183.58 + 2 \times 8 \cos 45 \\
 &= 194.89 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Cone distance (OP)

Nilai *cone distance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 OP &= \text{Pitch radius} / \sin\theta_p \\
 &= (D/2) / \sin\theta_p \\
 &= (183.58/2)/\sin 45 \\
 &= 129.81 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Clearance (c)

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 c &= 0.2 \text{ m} \\
 &= 0.2 \times 8 \\
 &= 1.6 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Working depth (hk)

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_k &= 2 \text{ m} \\
 &= 2 \times 8 \\
 &= 16 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Thickness of tooth (Tt)

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 T_t &= 1.5708 \text{ m} \\
 &= 1.5708 \times 8 \\
 &= 12.57 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.5.1.10 Roda Gigi G10

$$\text{Dedendum Cone Diameter (Dd)} = 170 \text{ mm}$$

- Addendum (a)

Nilai *addendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 a &= 1 \text{ m} \\
 &= 1 \times 8 \\
 &= 8 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Dedendum (d)

Nilai *dedendum* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}d &= 1.2 \text{ m} \\&= 1.2 \times 8 \\&= 9.6 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Pitch circle diameter (D)

Nilai *pitch circle diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}D_d &= D - 2d \cos\theta_p \\D &= D_d + 2d \cos\theta_p \\&= 170 + 2 \times 9.6 \cos 45 \\&= 183.58 \text{ mm}\end{aligned}$$

- jumlah gigi (T)

Jumlah gigi dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}m &= D/T \\T &= D/m \\&= 183.58 / 8 \\&= 22.95 \sim 23 \text{ gigi}\end{aligned}$$

- Addendum cone diameter (Do)

Nilai *addendum cone diameter* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}D_o &= D + 2a \cos\theta_p \\&= 183.58 + 2 \times 8 \cos 45 \\&= 194.89 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Cone distance (OP)

Nilai *cone distance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}OP &= \text{Pitch radius} / \sin\theta_p \\&= (D/2) / \sin\theta_p \\&= (183.58/2)/\sin 45 \\&= 129.81 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Clearance (c)

Nilai *clearance* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}c &= 0.2 \text{ m} \\&= 0.2 \times 8\end{aligned}$$

$$= 1.6 \quad \text{mm}$$

- Working depth (hk)

Nilai *working depth* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_k &= 2 \text{ m} \\ &= 2 \times 8 \\ &= 16 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

- Thickness of tooth (Tt)

Nilai *tooth thickness* dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_t &= 1.5708 \text{ m} \\ &= 1.5708 \times 8 \\ &= 12.57 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

4.5.2 Perhitungan beban pada roda gigi

Agar roda gigi tetap kuat menerima beban yang ditransmisikan, maka harus dilakukan perhitungan beban yang bekerja pada tiap roda gigi. Perhitungan beban menggunakan Lewis Equation, sebagai berikut:

4.5.2.1 Roda Gigi G1

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\ &= 0.154 - \frac{0.912}{16} \\ &= 0.10 \end{aligned}$$

- Velocity factor (Cv)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{6}{6 + v} \\ v &= \frac{\pi D N}{60} \\ &= \frac{\pi (130/1000) 3500}{60} \\ &= 23.81 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$C_v = 0.20$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.20 \\ &= 21.13 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku A *Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 21.13 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.10 \\ &= 4123.88 \quad \text{N}\end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 4123.88 + \frac{22 \cdot 23.81 (79.37 \cdot 57 + 4123.88)}{22 \cdot 23.81 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 4123.88)}} \\ &= 11415.72 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku A *Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.10 \\ &= 16391.96 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A *Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned}W_s &\geq 1.25 W_D \\ 16391.96 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 11415.72 \text{ N} \\ 16391.96 \text{ N} &\geq 14269.65 \text{ N}\end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.2 Roda Gigi G2

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\
 &= 0.154 - \frac{0.912}{25} \\
 &= 0.12
 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi D N}{60} \\
 &= \frac{\pi (200/1000) 3033}{60} \\
 &= 31.75 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$C_v = 0.16$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\
 &= 105 \times 0.16 \\
 &= 16.69 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada
table 28.4 buku A
*Textbook of Machine
Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\
 &= 16.69 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \\
 &= 3910.75 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 WD &= WT + W_I \\
 &= WT + \frac{21 v (b \cdot C + WT)}{21 v + \sqrt{(b \cdot C + WT)}} \\
 &= 3910.75 + \frac{22 \cdot 31.75 (79.37 \cdot 57 + 3910.75)}{22 \cdot 31.75 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 3910.75)}} \\
 &= 11324.22 \text{ N}
 \end{aligned}$$

*nilai C lihat pada
table 28.5 buku A
*Textbook of Machine
Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi \cdot m \cdot y' \\ &= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \\ &= 19681.69 \quad \text{N} \end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A *Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned} W_s &\geq 1.25 W_D \\ 19681.69 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 11324.22 \text{ N} \\ 19681.69 \text{ N} &\geq 14155.27 \text{ N} \end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.3 Roda Gigi G3

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\ &= 0.154 - \frac{0.912}{19} \\ &= 0.11 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi D N}{60} \\ &= \frac{\pi (153/1000) 3033}{60} \\ &= 24.29 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$C_v = 0.20$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.20 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku A *Textbook of Machine Design*

$$= 20.80 \quad \text{N/mm}^2$$

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 20.80 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.20 \\ &= 4409.31 \quad \text{N} \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 4409.31 + \frac{22 \cdot 24.29 (79.37 \cdot 57 + 4409.31)}{22 \cdot 24.29 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 4409.31)}} \\ &= 11945.90 \quad \text{N} \end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku *A Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.20 \\ &= 17804.91 \quad \text{N} \end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku *A Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned} W_S &\geq 1.25 W_D \\ 17804.91 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 11945.90 \text{ N} \\ 17804.91 \text{ N} &\geq 14932.37 \text{ N} \end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.4 Roda Gigi G4

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\ &= 0.154 - \frac{0.912}{20} \\ &= 0.11 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{\quad}$$

$$6 + v$$

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi D N}{60} \\ &= \frac{\pi (160/1000) 2900}{60} \\ &= 24.28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$C_v = 0.20$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.20 \\ &= 20.80 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku A *Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 20.80 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.20 \\ &= 4496.21 \text{ N} \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 4496.21 + \frac{22 \cdot 24.28 (79.37 \cdot 57 + 4496.21)}{22 \cdot 24.28 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 4496.21)}} \\ &= 12100.23 \text{ N} \end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku A *Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.20 \\ &= 18154.31 \text{ N} \end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A *Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 W_S &\geq 1.25 W_D \\
 18154.31 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 12100.23 \text{ N} \\
 18154.31 \text{ N} &\geq 15125.29 \text{ N}
 \end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.5 Roda Gigi G5

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\
 &= 0.154 - \frac{0.912}{16} \\
 &= 0.10
 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 C_v &= \frac{6}{6 + v} \\
 v &= \frac{\pi D N}{60} \\
 &= \frac{\pi (130/1000) 3500}{60} \\
 &= 23.81 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$C_v = 0.20$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\
 &= 105 \times 0.20 \\
 &= 21.13 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat
pada table 28.4
buku *A Textbook
of Machine
Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\
 &= 21.13 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.10 \\
 &= 4123.88 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$WD = WT + WI$$

$$= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}}$$

$$= 4123.88 + \frac{22 \cdot 23.81 (79.37 \cdot 57 + 4123.88)}{22 \cdot 23.81 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 4123.88)}}$$

$$= 11415.72 \quad N$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku A
Textbook of Machine Design

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$WS = \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y'$$

$$= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.10$$

$$= 16391.96 \quad N$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A
Textbook of Machine Design

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$W_S \geq 1.25 W_D$$

$$16391.96 \text{ N} \geq 1.25 \cdot 11415.72 \text{ N}$$

$$16391.96 \text{ N} \geq 14269.72 \text{ N}$$

TERPENUHI

4.5.2.6 Roda Gigi G6

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$y' = 0.154 - \frac{0.912}{T}$$

$$= 0.154 - \frac{0.912}{25}$$

$$= 0.12$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$v = \frac{\pi D N}{60}$$

$$= \frac{\pi (200/1000) 3033}{60}$$

$$= 31.75 \text{ m/s}$$

$$C_v = 0.16$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.16 \\ &= 16.69 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku A *Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 16.69 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \\ &= 3910.75 \quad \text{N}\end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 3910.75 + \frac{22 \cdot 31.75 (79.37 \cdot 57 + 3910.75)}{22 \cdot 31.75 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 3910.75)}} \\ &= 11324.22 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku A *Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \\ &= 84 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \\ &= 19681.69 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A *Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned}W_s &\geq 1.25 W_D \\ 19681.69 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 11324.22 \text{ N} \\ 19681.69 \text{ N} &\geq 14155.27 \text{ N}\end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.7 Roda Gigi G7

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$y' = 0.154 - \frac{0.912}{\quad}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0.154 - \frac{T}{27} \\
 &= 0.12
 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi D N}{60} \\
 &= \frac{\pi (213.58/1000) 3033}{60} \\
 &= 33.90 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$C_v = 0.15$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\
 &= 105 \times 0.15 \\
 &= 15.79 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada
table 28.4 buku A
*Textbook of Machine
Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\
 L &= D/2\sin\theta_p \\
 &= 213.58/2\sin 45 \\
 &= 151.02 \\
 &= 15.79 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \cdot (151.02/2\sin 45) \\
 &= 1355.90 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 WD &= WT + WI \\
 &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}}
 \end{aligned}$$

*nilai C lihat pada
table 28.5 buku A
*Textbook of Machine
Design*

$$= 1355.90 + \frac{22 \cdot 33.90 (79.37 \cdot 57 + 1355.90)}{22 \cdot 33.90 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 1355.90)}}$$

$$= 8284.96 \quad \text{N}$$

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku A
Textbook of Machine Design

$$WS = \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L)$$

$$= 126 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.12 \cdot (151.02/2\sin 45)$$

$$= 10820.22 \quad \text{N}$$

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$W_s \geq 1.25 W_D$$

$$10820.22 \text{ N} \geq 1.25 \cdot 8284.96 \text{ N}$$

$$10820.22 \text{ N} \geq 10356.2 \text{ N}$$

TERPENUHI

4.5.2.8 Roda Gigi G8

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$y' = 0.154 - \frac{0.912}{T}$$

$$= 0.154 - \frac{0.912}{23}$$

$$= 0.11$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$v = \frac{\pi D N}{60}$$

$$= \frac{\pi (183.58/1000) 3500}{60}$$

$$= 33.63 \text{ m/s}$$

$$C_v = 0.151$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\sigma_w = \sigma_o \times C_v$$

$$\begin{aligned} &= 105 \times 0.151 \\ &= 15.90 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku *A Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\ L &= D/2\sin\theta_p \\ &= 183.58/2\sin 45^\circ \\ &= 129.81 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 15.90 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45^\circ) \\ &= 672.95 \quad \text{N} \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 672.95 + \frac{22 \cdot 33.63 (79.37 \cdot 57 + 672.95)}{22 \cdot 33.63 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 672.95)}} \\ &= 7020.31 \quad \text{N} \end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku *A Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\ &= 252 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45^\circ) \\ &= 10666.32 \quad \text{N} \end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku *A Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned} W_S &\geq 1.25 W_D \\ 10666.32 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 7020.31 \text{ N} \\ 10666.32 \text{ N} &\geq 8775.382 \text{ N} \end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.9 Roda Gigi G9

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\ &= 0.154 - \frac{0.912}{23} \\ &= 0.11 \end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi D N}{60} \\ &= \frac{\pi (183.58/1000) 3500}{60} \\ &= 33.63 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$C_v = 0.151$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.151 \\ &= 15.90 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4
buku *A Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W_T &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\ L &= D/2\sin\theta_p \\ &= 183.58/2\sin 45 \\ &= 129.81 \\ &= 15.90 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45) \\ &= 672.95 \text{ N} \end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$W_D = W_T + W_I$$

*nilai C lihat pada table 28.5

$$\begin{aligned}
&= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \quad \text{buku A Textbook of Machine Design} \\
&= 672.95 + \frac{22 \cdot 33.63 (79.37 \cdot 57 + 672.95)}{22 \cdot 33.63 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 672.95)}} \\
&= 7020.31 \quad \text{N}
\end{aligned}$$

- Static total load (WS)
Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

*nilai σ_e lihat pada table 28.8
buku A Textbook of Machine Design

$$\begin{aligned}
WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\
&= 252 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45) \\
&= 10666.32 \quad \text{N}
\end{aligned}$$

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned}
W_s &\geq 1.25 W_D \\
10666.32 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 7020.31 \text{ N} \\
10666.32 \text{ N} &\geq 8775.382 \text{ N}
\end{aligned}$$

TERPENUHI

4.5.2.10 Roda Gigi G10

- Lewis form factor (y')

Lewis form factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
y' &= 0.154 - \frac{0.912}{T} \\
&= 0.154 - \frac{0.912}{23} \\
&= 0.11
\end{aligned}$$

- Velocity factor (C_v)

Velocity factor dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$C_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$\begin{aligned}
v &= \frac{\pi D N}{60} \\
&= \frac{\pi (183.58/1000) 3500}{60} \\
&= 33.63 \quad \text{m/s}
\end{aligned}$$

$$C_v = 0.151$$

- Working stress (σ_w)

Working stress dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_w &= \sigma_o \times C_v \\ &= 105 \times 0.151 \\ &= 15.90 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

*nilai σ_o lihat pada table 28.4 buku *A Textbook of Machine Design*

- Steady load (WT)

Steady load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WT &= \sigma_w \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\ L &= D/2\sin\theta_p \\ &= 183.58/2\sin 45 \\ &= 129.81 \\ \\ &= 15.90 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45) \\ &= 672.95 \quad \text{N}\end{aligned}$$

- Dynamic Load (WD)

Dynamic load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WD &= WT + WI \\ &= WT + \frac{21 v (b.C + WT)}{21 v + \sqrt{(b.C + WT)}} \\ &= 672.95 + \frac{22 \cdot 33.63 (79.37 \cdot 57 + 672.95)}{22 \cdot 33.63 + \sqrt{(79.37 \cdot 57 + 672.95)}} \\ &= 7020.31 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai C lihat pada table 28.5 buku *A Textbook of Machine Design*

- Static total load (WS)

Static total load dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WS &= \sigma_e \cdot b \cdot \pi m \cdot y' \cdot (L-b/L) \\ &= 252 \cdot 79.37 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0.11 \cdot (129.81/2\sin 45) \\ &= 10666.32 \quad \text{N}\end{aligned}$$

*nilai σ_e lihat pada table 28.8 buku *A Textbook of Machine Design*

- Koreksi

Beban statis harus lebih besar atau sama dengan 1.25 kali beban dinamis agar tetap kuat. Maka dilakukan koreksi seperti berikut:

$$\begin{aligned}W_S &\geq 1.25 W_D \\ 10666.32 \text{ N} &\geq 1.25 \cdot 7020.31 \text{ N} \\ 10666.32 \text{ N} &\geq 8775.382 \text{ N}\end{aligned}$$

TERPENUHI

4.6 Summary

Tabel 4. 1 summary perhitungan dimensi roda gigi jenis helical gear

No	Gear Number	Rate	Pitch Diameter	Pressure Angle	Helix Angle	Module	Jumlah gigi	Addendum
		N (rpm)	D (mm)	α (°)	β (°)	m (mm)	T	a (mm)
1	G1	3500	130	20	30	8	16	6.4
2	G2	3033	200	20	30	8	25	6.4
3	G3	3033	153	20	30	8	19	6.4
4	G4	2900	160	20	30	8	20	6.4
5	G5	3500	130	20	30	8	16	6.4
6	G6	3033	200	20	30	8	25	6.4
No	Gear Number	Dedendum	Circular Pitch	Diametral Pitch	Clearance	Normal Pitch	Total Depth	Working Depth
		d (mm)	pc (mm/gigi)	pd (gigi/mm)	c (mm)	pn (mm)	h (mm)	hk (mm)
1	G1	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
2	G2	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
3	G3	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
4	G4	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
5	G5	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
6	G6	8	25.12	0.125	1.6	23.61	14.4	16
No	Gear Number	Tooth Thickness	Face width					
		t (mm)	b (mm)					
1	G1	12.57	79.37					
2	G2	12.57	79.37					
3	G3	12.57	79.37					
4	G4	12.57	79.37					
5	G5	12.57	79.37					
6	G6	12.57	79.37					

Tabel 4. 2 summary perhitungan dimensi roda gigi jenis bevel gear

No	Gear Number	Rate	Addendum Cone Dia.	Dedendum Cone Dia.	Pitch Circle Diameter	Module	Jumlah gigi	Pitch Angle
		N (rpm)	Do (mm)	Dd (mm)	D (mm)	m (mm)	T	θ_p (°)
1	G7	3033	224.89	200	213.58	8	27	45
2	G8	3500	194.89	170	183.58	8	23	45
3	G9	3500	194.89	170	183.58	8	23	45
4	G10	3500	194.89	170	183.58	8	23	45
No	Gear Number	Addendum	Dedendum	Cone Distance	Addendum Angle	Dedendum Angle	Face Angle	Root Angle
		a (mm)	d (mm)	OP (mm)	α (°)	β (°)	Φ (°)	θ_R (°)
1	G7	8	9.6	151.02	18.86	15.71	63.86	29.29
2	G8	8	9.6	129.81	16.21	13.50	61.21	31.50
3	G9	8	9.6	129.81	16.21	13.50	61.21	31.50
4	G10	8	9.6	129.81	16.21	13.50	61.21	31.50
No	Gear Number	Clearance	Working Depth	Tooth Thickness	Face width			
		c (mm)	hk (mm)	Tt (mm)	b (mm)			
1	G7	1.6	16	12.57	112.84			
2	G8	1.6	16	12.57	112.84			
3	G9	1.6	16	12.57	112.84			
4	G10	1.6	16	12.57	112.84			

Tabel 4. 3 summary perhitungan beban roda gigi jenis helical gear

No	Gear Number	Pitch Diameter	Module	Jumlah gigi	Face width	Lewis Form Factor	Velocity Factor	Allowed Static Stress
		D (mm)	m (mm)	T	b (mm)	y'	Cv	σ_o (N/mm ²)
1	G1	130	8	16	79.37	0.10	0.20	105
2	G2	200	8	25	79.37	0.12	0.16	105
3	G3	153	8	19	79.37	0.11	0.20	105
4	G4	160	8	20	79.37	0.11	0.20	105
5	G5	130	8	16	79.37	0.10	0.20	105
6	G6	200	8	25	79.37	0.12	0.16	105
No	Gear Number	Working Stress	Steady Load	Tooth Error Action	Dynamic Factor	Pitch Line Velocity	Increment Load	Dynamic Load
		σ_w (N/mm ²)	WT (N)	e (mm)	C (N.mm)	v (m/s)	WI (N)	WD (N)
1	G1	21.13	4123.88	0.15	57	23.81	7291.84	11415.72
2	G2	16.69	3910.75	0.0125	57	31.75	7413.47	11324.22
3	G3	20.80	4409.31	0.15	57	24.29	7536.59	11945.90
4	G4	20.80	4496.21	0.15	57	24.28	7604.01	12100.23
5	G5	21.13	4123.88	0.15	57	23.81	7291.84	11415.72
6	G6	16.69	3910.75	0.125	57	31.75	7413.47	11324.22
No	Gear Number	Elastic Limit Stress	Static Total Load	Koreksi				
		σ_e (N/mm ²)	Ws (N)	Ws $\geq$ 1.25 WD				
1	G1	84	16391.96	OK				
2	G2	84	19681.69	OK				
3	G3	84	17804.91	OK				
4	G4	84	18154.31	OK				
5	G5	84	16391.96	OK				
6	G6	84	19681.69	OK				

Tabel 4. 4 summary perhitungan beban roda gigi jenis bevel gear

No	Gear Number	Pitch Circle Diameter D (mm)	Module m (mm)	Jumlah gigi T	Face width b (mm)	Lewis Form Factor y'	Velocity Factor Cv	Allowed Static Stress σ_o (N/mm ²)
1	G7	213.58	8	27	112.84	0.12	0.150	105
2	G8	183.58	8	23	112.84	0.11	0.151	105
3	G9	183.58	8	23	112.84	0.11	0.151	105
4	G10	183.58	8	23	112.84	0.11	0.151	105

Tabel 4. 4 summary perhitungan beban roda gigi jenis bevel gear (cont.)

Tabel 10. Summary perhitungan beban total gigi jenis bevel gear (contin)								
No	Gear Number	Working Stress	Slant Height of Cone Dist.	Steady Load	Tooth Error Action	Dynamic Factor	Pitch Line Velocity	Increment Load
		σ_w (N/mm ²)	L (mm)	WT (N)	e (mm)	C (N.mm)	v (m/s)	WI (N)
1	G7	15.79	151.02	1355.90	0.125	57	33.90	6929.06
2	G8	15.90	129.81	672.95	0.125	57	33.63	6347.35
3	G9	15.90	129.81	672.95	0.125	57	33.63	6347.35
4	G10	15.90	129.81	672.95	0.125	57	33.63	6347.35
No	Gear Number	Dynamic Load	Elastic Limit Stress	Static Total Load	Koreksi			
		WD (N)	σ_e (N/mm ²)	Ws (N)	$Ws \geq 1.25 WD$			
1	G7	8284.96	126	10820.22	OK			
2	G8	7020.31	252	10666.32	OK			
3	G9	7020.31	252	10666.32	OK			
4	G10	7020.31	252	10666.32	OK			

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan dan perancangan yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan berupa data sebagai berikut:

- | | |
|---|---|
| <p>a. Gear G1</p> <p>$N = 3500 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 130 \text{ mm}$</p> <p>$T = 16 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 11415.72 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 16391.96 \text{ N}$</p> | <p>e. Gear G5</p> <p>$N = 3500 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 130 \text{ mm}$</p> <p>$T = 16 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 11415.72 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 16391.96 \text{ N}$</p> |
| <p>b. Gear G2</p> <p>$N = 3033 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 200 \text{ mm}$</p> <p>$T = 25 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 11324.22 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 19681.69 \text{ N}$</p> | <p>f. Gear G6</p> <p>$N = 3033 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 200 \text{ mm}$</p> <p>$T = 25 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 11324.22 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 19681.69 \text{ N}$</p> |
| <p>c. Gear G3</p> <p>$N = 3033 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 153 \text{ mm}$</p> <p>$T = 19 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 11945.9 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 17804.91 \text{ N}$</p> | <p>g. Gear G7</p> <p>$N = 3033 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 200 \text{ mm}$</p> <p>$T = 27 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 8284.96 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 10820.22 \text{ N}$</p> |
| <p>d. Gear G4</p> <p>$N = 2900 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 160 \text{ mm}$</p> <p>$T = 20 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 12100.23 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 18154.31 \text{ N}$</p> | <p>h. Gear G8</p> <p>$N = 3500 \text{ rpm}$</p> <p>$D = 170 \text{ mm}$</p> <p>$T = 23 \text{ gigi}$</p> <p>$W_D = 7020.31 \text{ N}$</p> <p>$W_S = 10666.32 \text{ N}$</p> |

i. Gear G9

$$N = 3500 \text{ rpm}$$

$$D = 170 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ gigi}$$

$$W_D = 7020.31 \text{ N}$$

$$W_S = 10666.32 \text{ N}$$

j. Gear G10

$$N = 3500 \text{ rpm}$$

$$D = 170 \text{ mm}$$

$$T = 23 \text{ gigi}$$

$$W_D = 7020.31 \text{ N}$$

$$W_S = 10666.32 \text{ N}$$

5.2 Saran

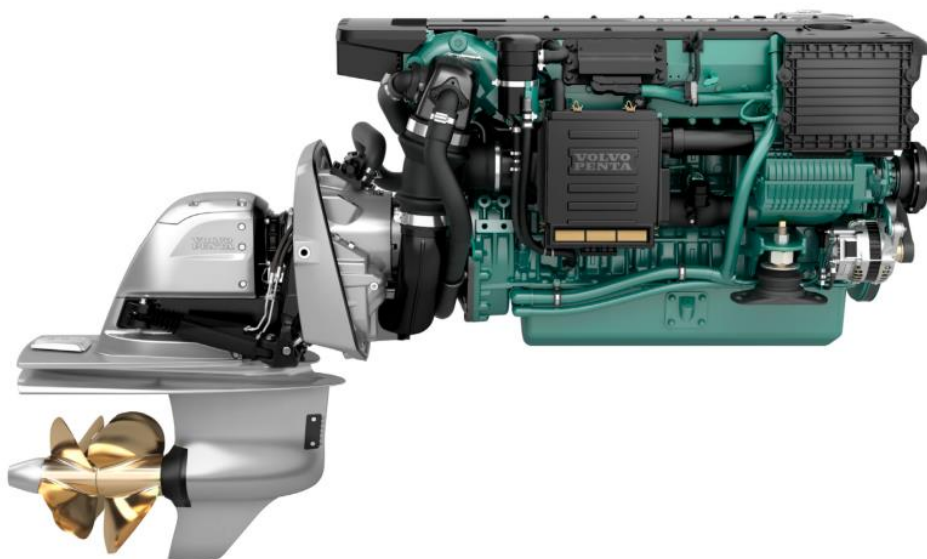
Adapun saran yang penulis sampaikan yaitu semoga dengan adanya tugas akhir ini bisa membantu pihak terkait agar dapat mengembangkan peforma kapal amfibi Kasrat X-1.

Penelitian ini masih dapat dikembangkan tentang tata letak di bagian lambung kapal dan pengaruhnya terhadap stabilitas sebelum dan sesudah modifikasi.

DAFTAR PUSTAKA

- Buchsbaum, Frank. Ebook – Element of Metric Gear Technology. SDP/SI.
- Budynas, Richard G., dan J. K. Nisbett. 2011. *Shingley's Mechanical Engineering Design 9th Edition*, New York: McGraw-Hill.
- Gopinath, K, dan M. M. Mayuram. *Machine Design II*. India: NPTEL.
- Khurmi, R.S, dan J. K. Gupta. 2005. *A Textbook of Machine Design*, New Dehli: EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD.
- Santoso, Mardi. 2012. *Modul Elemen Mesin*. Surabaya: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Sularso. 1980. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Bandung: Departemen Mesin Institut Teknologi Bandung.
- Technology Co., LTD,, Kohara Gear Technical. *Gear Technical References*. Japan : KHK

D6-400/DP

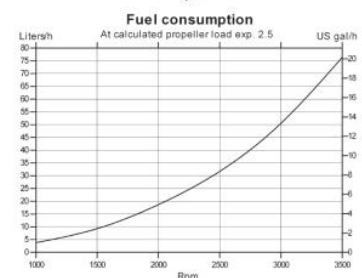
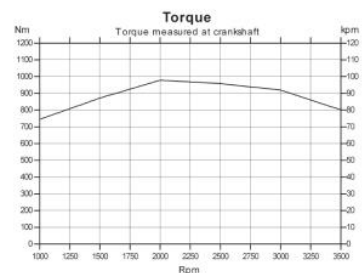
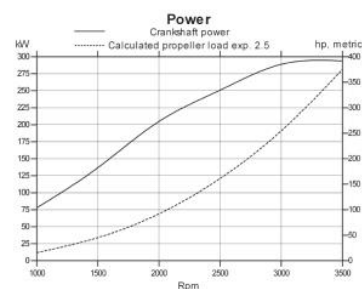


Technical Data

Engine designation	D6-400 A
Crankshaft power, kW (hp)	294 (400)
Propeller shaft power, kW (hp)	281 (382)
Engine speed, rpm	3500
Displacement, l (in ³)	5.5 (336)
Number of cylinders	6
Bore/stroke, mm (in.)	103/110 (4.06/4.33)
Compression ratio	17.5:1
Volvo Penta Duoprop drive	DPH
Ratio	1.59:1
Dry weight with DP, incl. prop. & PS, kg (lb)	785 (1731)
Rating	R5*
Emission compliance	IMO NOx, EU RCD Stage II, US EPA Tier 3

Technical data according to ISO 8665. With fuel having an LHV of 42700 kJ/kg and density of 840 g/liter at 15°C (60°F). Merchant fuel may differ from this specification which will influence engine power output and fuel consumption.

*RATING 5. For pleasure craft applications, and can be used for high speed planing crafts in commercial applications



**VOLVO
PENTA**

D6-400/DP

Technical description:

Engine block and head

- Cylinder block and cylinder head made of cast-iron
- Ladder frame fitted to engine block
- 4-valve technology with hydraulic lash adjusters
- Double overhead camshafts
- Oil-cooled pistons with two compression rings and one oil scraper ring
- Integrated cylinder liners
- Replaceable valve seats
- Seven-bearing crankshaft
- Rear-end transmission

Engine mounting

- Flexible engine mounting

Lubrication system

- Easily replaceable separate full-flow and bypass oil filter
- Seawater-cooled tubular oil cooler

Fuel system

- Common rail fuel injection system
- Control unit for processing the injection
- Fine filter with water separator

Air inlet and exhaust system

- Belt-driven compressor with silencer of absorption type on both inlet and output port

- Air filter with replaceable insert
- Crankcase gases vented into the air inlet
- Exhaust elbow or exhaust riser
- Freshwater-cooled turbocharger
- Loss of sea water alarm

Cooling system

- Thermostatically regulated freshwater cooling
- Tubular heat exchanger with separate large volume expansion tank
- Coolant system prepared for hot water outlet
- Seawater strainer and easily accessible impeller pump

Electrical system

- 12V two-pole electrical system
- 115A marine alternator with Zener-diodes to protect the system from peak voltage, and integrated charging regulator with battery sensor cable for maximum use of alternator
- Fuses with automatic reset
- Auxiliary stop button

Instruments/control

- Complete instrumentation/display packages, including e-key, the electronic key from Volvo Penta.

- Digital Power Trim instrument with analog or digital reading
- Electronic shift and throttle
- Plug-in connectors

Drive

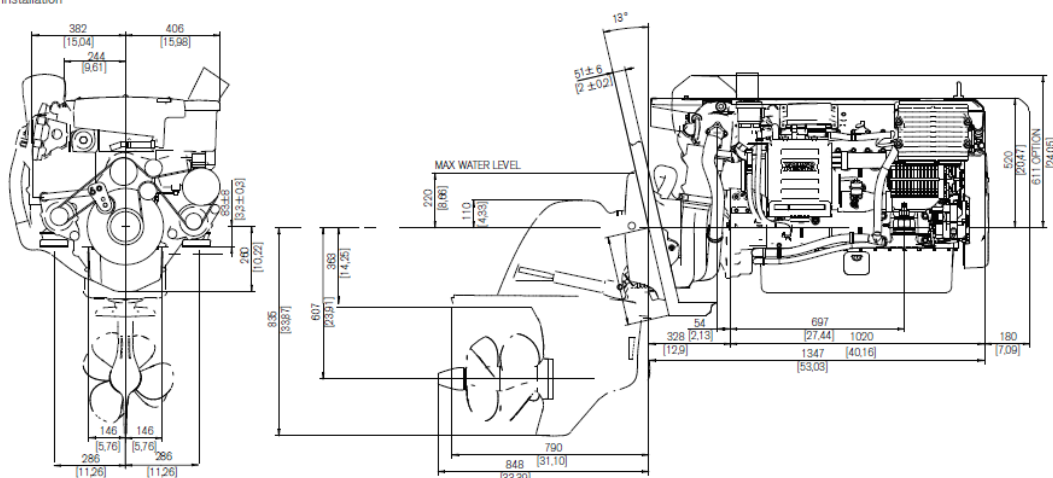
- Complete with transom shield, and installation components
- Max tilt angle 50° (adjustable)
- Protective zinc anodes to prevent corrosion
- Built-in kick-up function to reduce possible damage, in the event the drive strikes an underwater object
- Electrical shifting performed by electronic actuator
- Power Trim with one-button operation in twin installation
- Fully integrated water inlet and exhaust system
- Isolated propellers to prevent corrosion
- Fully hydraulic power-assisted steering system
- Optional electronic steering – prerequisite for Sterndrive Joystick. Twin installation only.

Option

U.S.C.G./MED (SOLAS) kit available.

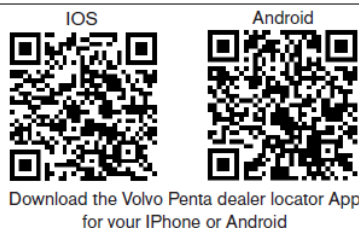
Dimensions D6-400/DP

Not for installation



More information

Contact your nearest Volvo Penta dealer for more information about Volvo Penta engines and optional equipment/accessories or go to www.volvopenta.com



VOLVO PENTA

AB Volvo Penta

SE-405 08 Göteborg, Sweden
www.volvopenta.com

Not all models, standard equipment and accessories are available in all countries. All specifications are subject to change without notice. The engine illustrated may not be entirely identical to production standard engines.

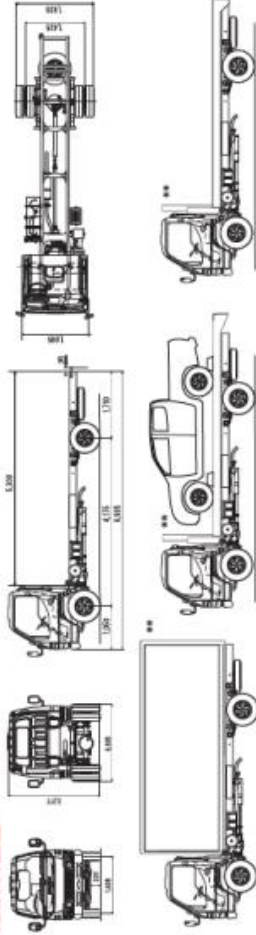
SPEKIFIKASI

DIMENSI / DIMENSION		NKR 71 LWB	NKR 55 LWB
Panjang / Overall Length (OAL)	mm	6,935	5,540
Lebar / Overall Width (OW)	mm	1,920	1,695
Tinggi / Overall Height (OH)	mm	2,211	2,095
Jarak Sumbu / Wheel Base (WB)	mm	4,175	3,405
Tinggi min. dari tanah / Min. Clearance(HH)/mm	mm	220	215
Jarak Pijak Depan / Front Tread	mm	1,408	1,395
Jarak Pijak Belakang / Rear Tread	mm	1,425	1,395
Jalur Depan / Front Over Hang (FOH)	mm	1,050	1,050
Jalur Belakang / Rear Over Hang (ROH)	mm	1,710	1,085
Jarak Kabin ke chassis paling belakang / Cabin to End (CE)	mm	5,300	3,900
MESIN / ENGINE		4HG1-T	4JB1-TC
Model		115 x 110	93 x 102
Diameter x Langkah / Bore x Stroke	mm	4,570	2,771
Isi Silinder / Piston Displacement	cc		
Tenaga / Max. Power	PS/rpm	125 / 2,900	100 / 3,400
Torsi / Max. Torque	Kgm/rpm	35 / 1,200 - 2,200	22.5 / 2,000-3,200
TRANSMISI / TRANSMISSION		MY5T	MSB5M
Model			
Perbandingan Gigi / Gear Ratio	1st	5.315	5.594
	2nd	3.053	2.814
	3rd	1.655	1.660
	4th	1.000	1.000
	5th	0.721	0.794
	Rev.	5.068	5.334
Perbandingan Gigi Akhir / Final Gear Ratio		5,857	5,857
GARDAN / AXLE		Banjo	Banjo
Tipe / Type			

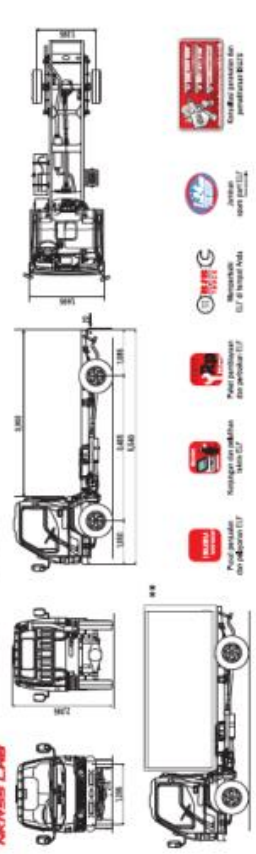
BERAT / WEIGHT		NKR 71 LWB	NKR 55 LWB
Berat Kosong / Curb Weight	kg	2,460	1,750
Berat Brutto / Gross Vehicle Weight(GVW)	kg	8,000	5,060
REM / BRAKE			
Rem Kaki /Service Brake		Hydraulic, saluran ganda dengan vacuum booster	
Rem Tangan /Parking Brake		Mekanisme expanding di transmisi belakang	
Sistem Pengereman Gas Buang / Exhaust Brake		Ada	Ada
SUSPENSI / SUSPENSION			
Depan /Front		Semi elliptical laminated leaf spring dengan shock absorber berdaya ganda	
Belakang /Rear			
RODA / TYRE			
Ban Depan /Front Tyre		Single, 7.50-16-14PR	Single, 7.50-15-14PR
Ban Belakang /Rear Tyre		Double, 7.50-16-14PR	Single, 7.50-15-14PR
Velg /Disc Wheel Size		16 x 6.00	15 x 5.5
LAIN-LAIN / OTHERS			
Kapasitas Tangki /Fuel Tank Capacity	lt	100	75
Radius Putar /Min. Turning Radius	m	9.2	7.4
Daya Tahanan /Max. Gradeability	%	30	34
Kepcepatan Maksimum /Max. Speed	Km/h	105	102
Aki /Accu	V-AH	12-65 x 2	12-75
Alternator	V-A	24-35	12-60
Power Steering		Ada	Ada
Kabin Jungkit / Tilt Cabin		Ada	Ada
Kamera Mundur / Reverse Parking Camera		Ada	Ada
Radio / CD / MP3		Ada	Ada
Sabuk Pengaman Tipe Otomatis/Retractable Safety Belt		Ada	Ada
Regulasi Emisi		Euro-2	Euro-2

* Untuk meningkatkan mutu dan penyediaan dengan perkembangan teknologi, spesifikasi dapat berubah sewaktu-waktu tanpa pemberitahuan.
 ** Ilustrasi merupakan contoh sebagian aplikasi di lapangan.

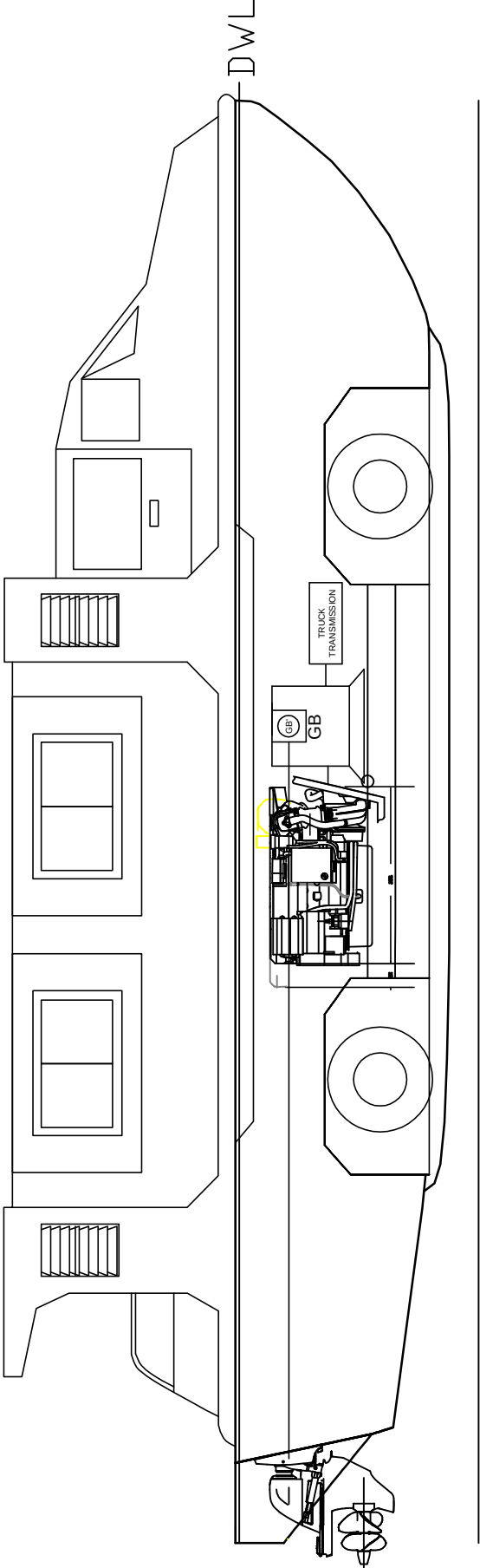
NKR 71 LWB



NKRS55 LWB



AMPHIBI WATER MODE



PRINCIPAL DIMENSION	
Length Over All (LOA)	11 meter
Length Water Line (Lwl)	11 meter
Length between perpendicular (Lbp)	10.998 meter
Beam (B)	2.2 meter
Depth (D)	1.5 meter
Draft (T)	1.4 meter
Speed (15 Ship (V _S))	20.00 Knot



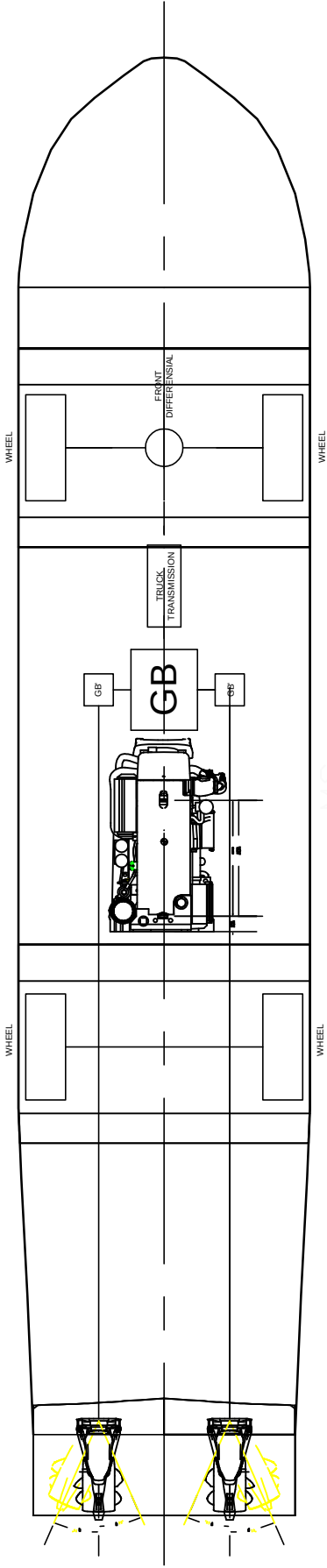
DEPARTEMEN OF MARINE ENGINEERING - ITS
TUGAS AKHIR
EVEN SEMESTER 2017/2018

Kasrat X-1
Amphibi Vessel

SKEMA GEARBOX &
ARRANGEMENT

Alvin Akbar
4211546000023
Ir. Agus Santoso, M.Sc, M.Phil.
Achmad Baldawi S. T., M. T.

1:100



PRINCIPAL DIMENSION	
Length Over All (LOA)	11 meter
Length Water Line (Lwl)	11 meter
Length between perpendicular (Lbp)	10.998 meter
Beam (B)	2.2 meter
Depth (D)	1.5 meter
Draft (T)	1.4 meter
Speed (1 Ship / V)	20.00 Knot



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS
TUGAS AKHIR
EVEN SEMESTER 2017/2018

Kasrat X-1
Amphibious Vessel

Alvin Akbar

Ir. Agus Santoso, M.Sc., M.Phil.

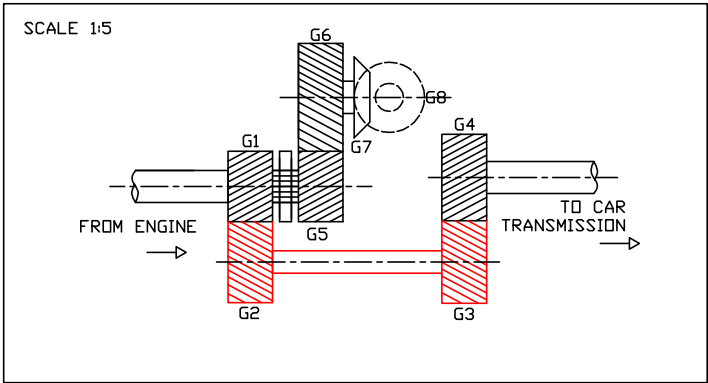
Achmad Baldawi S. T., M. T.

1:100

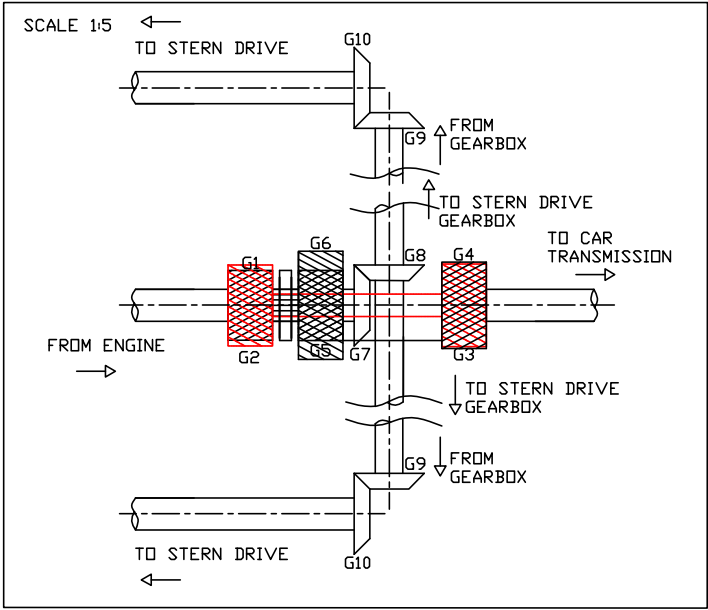
SKEMA GEARBOX &
ARRANGEMENT

GEARBOX SCHEME

PANDANGAN SAMPING



PANDANGAN ATAS



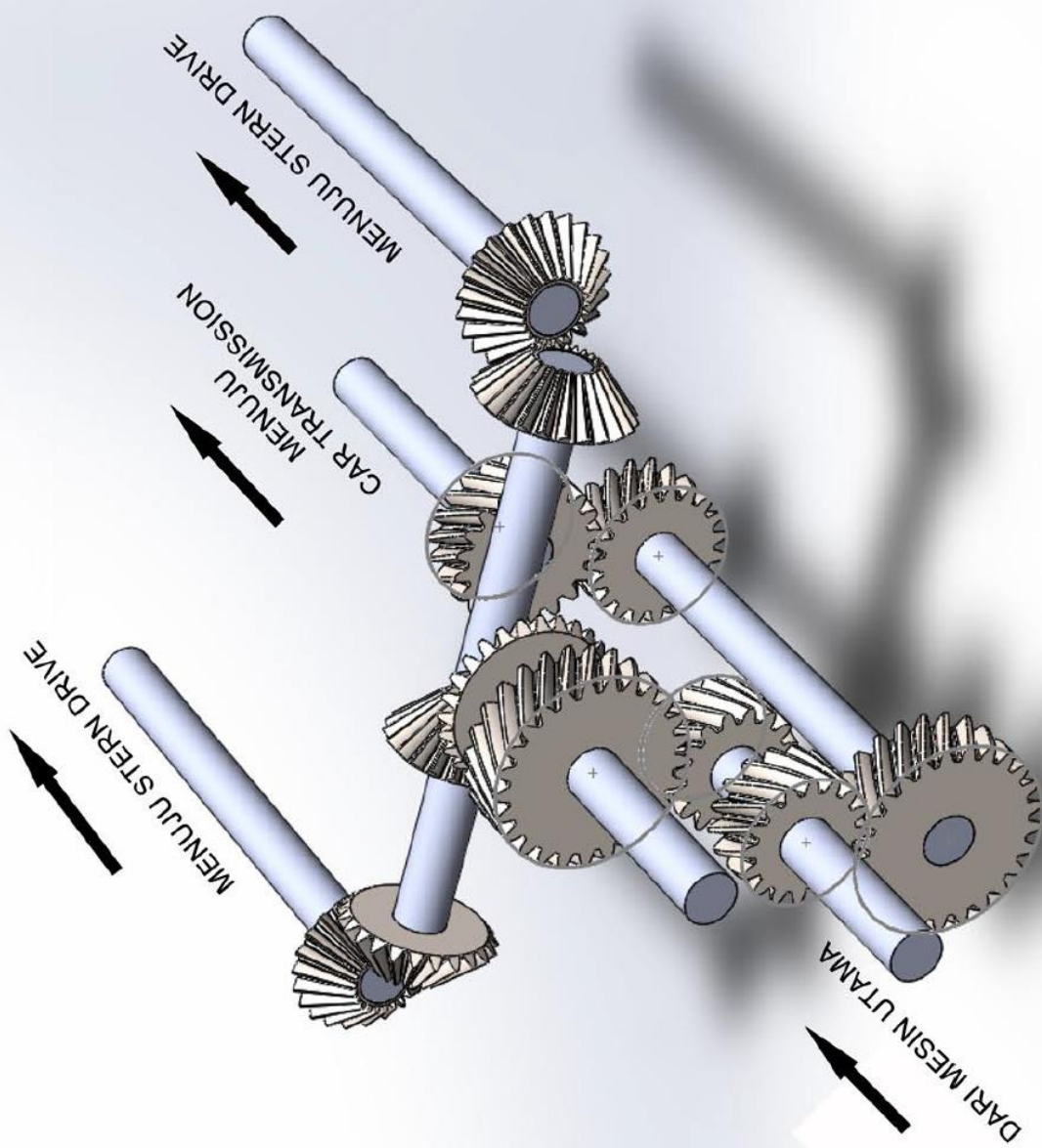
PRINCIPAL DIMENSION	
Length Over All (LOA)	11 meter
Length Water Line (Lwl)	11 meter
Length between perpendicular (Lpp)	10.998 meter
Breadth (B)	2.2 meter
Draught (T)	1.5 meter
Depth (H)	3.4 meter
Speed of Ship (Vs)	20.00 Knot

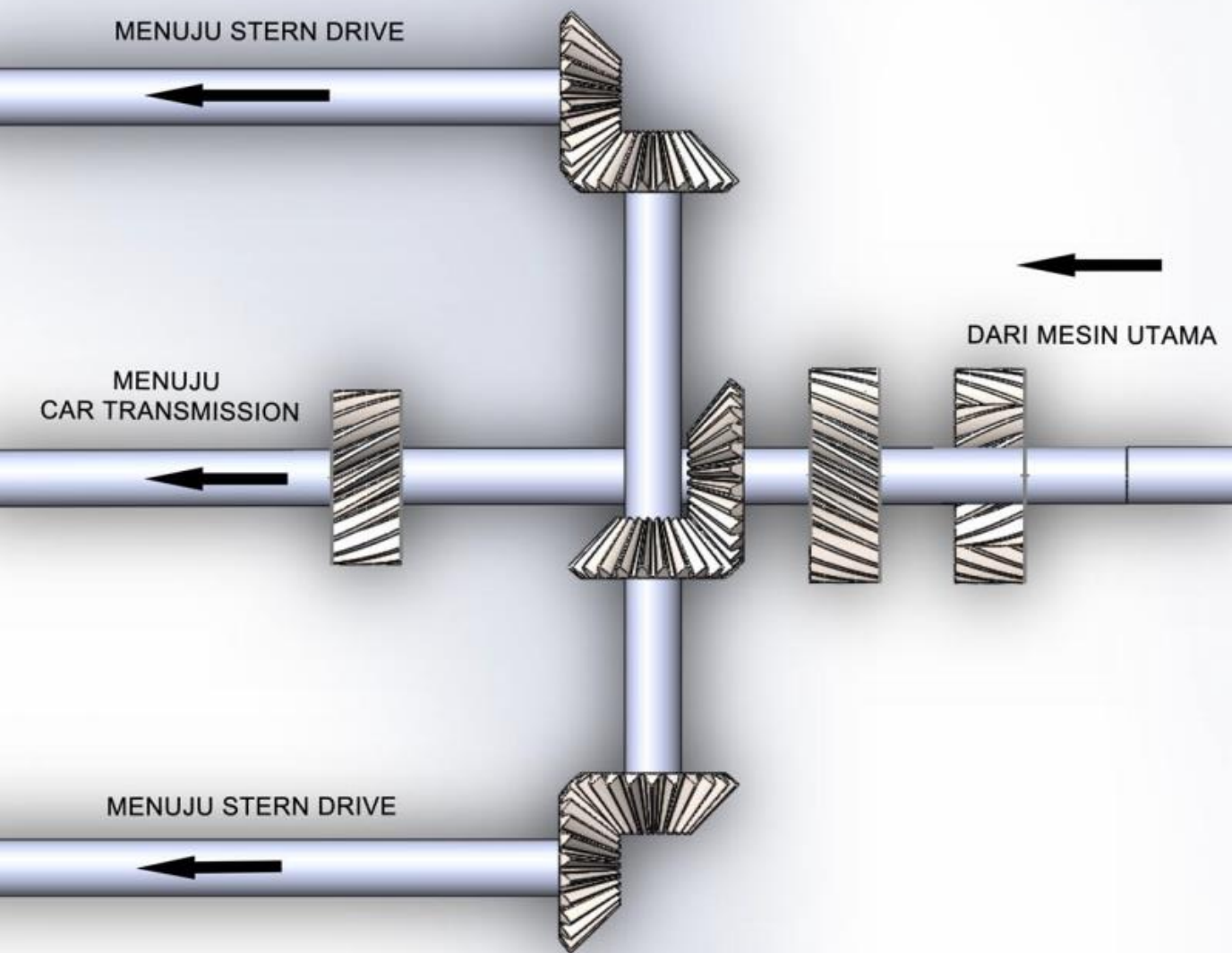


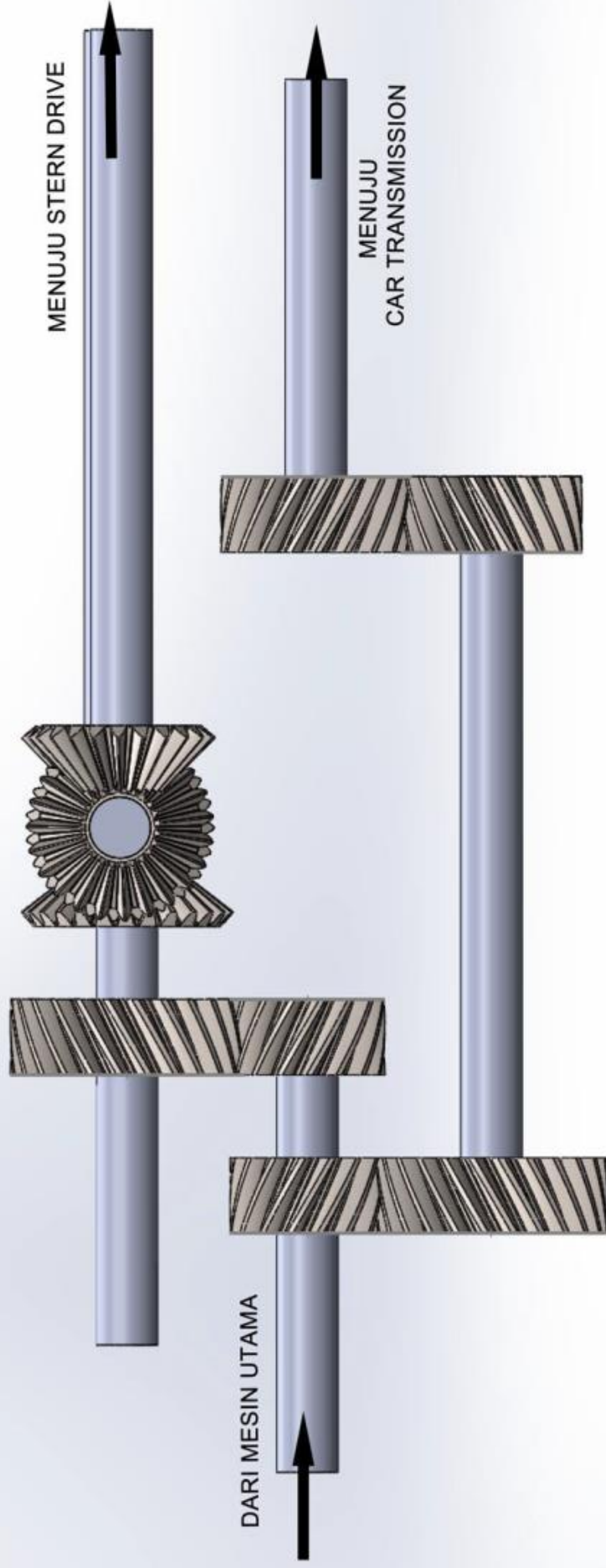
DEPARTEMEN OF MARINE ENGINEERING - ITS
YUGAS ARHR
EVEN SEMESTER 2017/2018

SKEMA GEARBOX &
ARRANGEMENT

Kasrat X-1 Amphibi Vessel	
Disain by Aldo Akbar 4211548000020	Page
Disain by Ir. Agoes Santoso, M.sc, M.Phill.	Page
Disain by Achmad Baidowi S. T., M. T.	Page
Scale 1:100	Page







BIODATA PENULIS



Penulis, **Aldo Akbar** lahir di kota Bekasi pada tanggal 16 Juni 1994. Merupakan anak yang pertama dari empat bersaudara. Penulis, memulai pendidikan formal yaitu di SDN 07 pagi Jakarta Timur, kemudian melanjutkan di SMP Negeri 194 Jakarta dan SMAN 50 Jakarta. Setelah lulus SMA tahun 2012, penulis diterima di Progam Studi Diploma III Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dan terdaftar sebagai mahasiswa Teknik Permesinan Kapal. Setelah menyelesaikan pendidikan Diploma III, penulis melanjutkan ke jenjang Sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2016. Penulis banyak mengucapkan syukur kepada Allah SWT dapat menyelesaikan studinya dengan semangat pantang menyerah dan kerja keras selama menempuh studi di ITS. Banyak suka dan duka selama 5 semester menempuh pendidikan di ITS yang penulis alami, semoga bisa dijadikan pelajaran dan pengalaman hidup kearah yang lebih baik lagi.

Email : aldoakbar44@gmail.com