



UNIVERSITAS INDONESIA

DESAIN PROPULSI KAPAL DENGAN TRANSMISI RANTAI

SKRIPSI

Mohamad Erish Azhari

0405080181

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA

PROGRAM STUDI TEKNIK PERKAPALAN

DEPOK

DESEMBER, 2009

Universitas Indonesia



UNIVERSITAS INDONESIA

DESAIN PROPULSI KAPAL DENGAN TRANSMISI RANTAI

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Mohamad Erish Azhari

0405080181

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA

PROGRAM STUDI TEKNIK PERKAPALAN

DEPOK

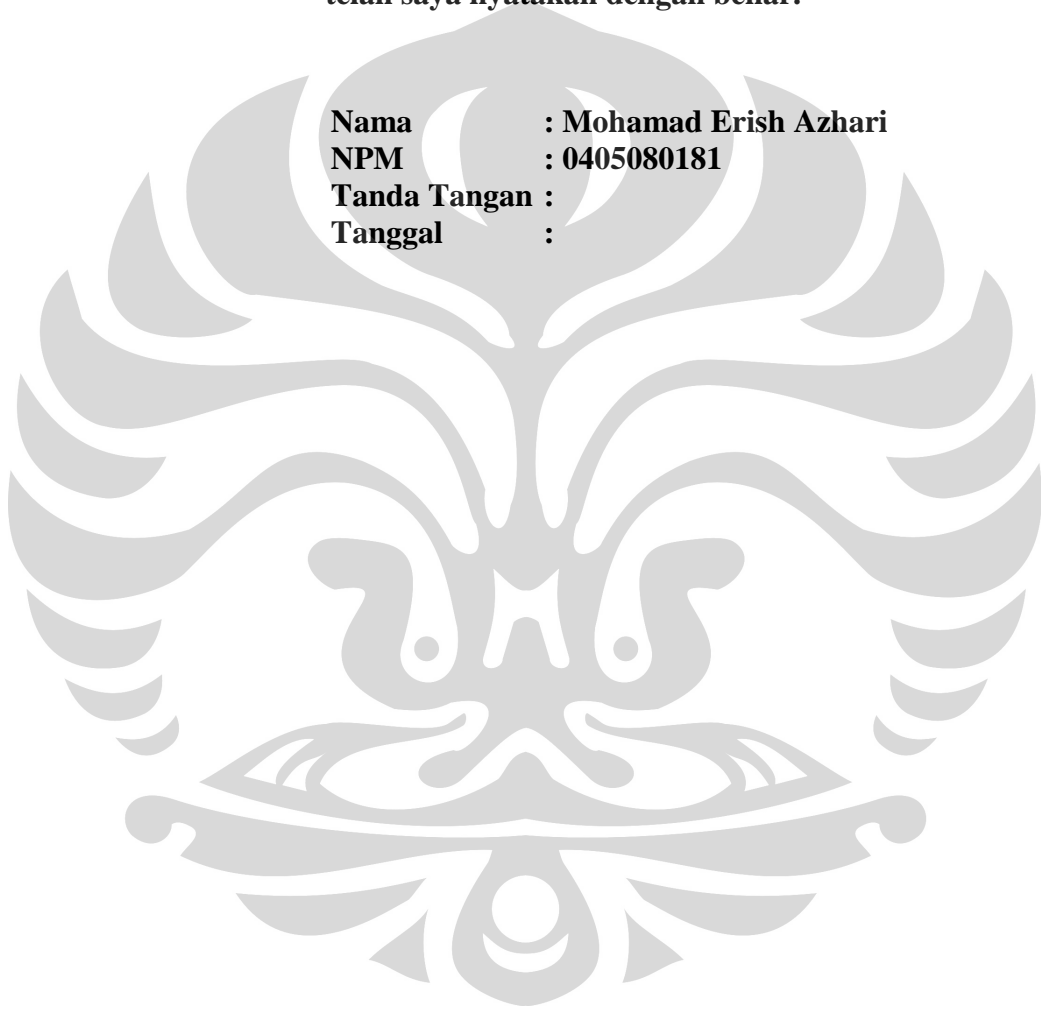
DESEMBER, 2009

Universitas Indonesia

PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

**Nama : Mohamad Erish Azhari
NPM : 0405080181
Tanda Tangan :
Tanggal :**



PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Mohamad Erish Azhari

NPM : 0405080181

Program Studi : Teknik Perkapalan

Judul Skripsi : Desain Propulsi Kapal dengan Transmisi Rantai

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Ir. Hadi Tresna Wibowo ()

Penguji : Ir. M.A.Talahatu, MT ()

Penguji : Dr. Ir. Sunaryo ()

Penguji : Prof. Dr. Ir. Yanuar, M. Eng., M. Sc ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal :

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana teknik Jurusan Teknik Perkapalan pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangtalah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ir. Hadi Tresna Wibowo, selaku dosen pembimbing saya yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini
2. Ir. M.A.Talahatu, MT Dr. Ir. Sunaryo, Ph. D, selaku dosen penguji dan pembimbing
3. Dr. Ir. Sunaryo, selaku dosen penguji dan ketua departemen program studi Teknik Perkapalan Universitas Indonesia
4. Prof. Dr. Ir. Yanuar, M. eng., M. Sc., selaku dosen penguji
5. Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan materiil, moril, serta do'a tulus kepada penulis
6. Kakak-kakak saya, Bos Akbar, Teteh Ayang, Echad, Tondi, yang tidak henti-hentinya memberi semangat dan dorongan
7. Orang terkasih, Rizky Amelia Putri, yang memberi kepercayaan penuh pada diri penulis untuk terus berjuang meraih impian
8. Aa Indra dan keluarga, yang telah meminjamkan laptopnya selama pengerjaan skripsi
9. Teman-teman seperjuangan, Mochi, Hilmi, Rendi, Phades, Qilus, Yobi, Grace, Mato, Laode, Fajar, yang terus memberi semangat berjuang sampai akhir

10. Teman-teman seangkatan, Eras, Ibum, Dipta, Budi, Farry, Busan, Dyas, Rofik, Wawan, Yahya, Vigner, Emral, Adin
11. Teman-teman mesin yang turut membantu, Hanif, Toyo, Dito, Adit, Roni, Dicky, Dedi
12. Teman-teman mesin, Edhu, Curut, Basho, Teguh, tejo, Dimas, Toge, Eas, Arthur, shanti
13. Para sahabat yang telah memberi semangat untuk terus maju, Rara, Ketu, Chiges, Tyo, Rahmat
14. Seluruh staf pengajar dan karyawan di lingkungan Departemen Teknik Mesin

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, Juni 2009

Penulis

Mohamad Erish Azhari

**PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Mohamad Erish Azhari
NPM : 0405080181
Program Studi : Teknik Perkapalan
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

DESAIN PROPULSI KAPAL DENGAN TRANSMISI RANTAI

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di :
Pada tanggal :

Yang menyatakan

(Mohamad Eris Azhari)

ABSTRAK

Nama : Mohamad Erish Azhari
Program Studi : Teknik Perkapalan
Judul : Desain Propulsi Kapal dengan Transmisi Rantai

Kaum nelayan masih menduduki taraf ekonomi masyarakat lapisan bawah, hal ini dikarenakan tingkat produktifitas hasil lautnya yang minim dan tidak didukung dengan sarana penangkapan ikan yang baik. Beberapa cara dilakukan pemerintah guna meningkatkan taraf kehidupan nelayan, seperti pemberian kredit motor beserta alat tangkapnya. Tetapi hal tersebut tidak banyak membuahkan hasil. Hasil tangkapan para nelayan masih minim, dikarenakan nelayan harus berusaha lebih giat lagi untuk membayar kredit ditambah lagi motor dan unit propulsi yang butuh perawatan mahal dan mudah rusak.

Penggunaan motor tempel atau “z” peller, harganya sangat mahal, dan sangat tidak cocok untuk kaum nelayan yang tergolong kurang mampu dalam pengadaannya. Selain itu pemakaian poros propeller yang panjang dianggap tidak efisien. Dengan menggunakan unit propulsi dengan transmisi rantai, diharapkan harga dapat ditekan seminimal mungkin, mudah dalam perawatannya, menghemat ruangan, mesin mendapat pendinginan yang baik, serta handal.

Kata kunci :
Unit propulsi, transmisi rantai

ABSTRACT

Name : Mohamad Erish Azhari
Program Study : Naval Architecture
Topic : Ship Propulsion Design with Chains Transmission

The fisherman is still become the marginal economic society, it is caused by the minimum income of production at the sea, and they don't have a good facility for fishing. The government has done many ways to raise the social economics of the fisheries, but it can't make any changes. The fisherman's production income is still not satisfied, it may be caused by the propulsion unit of the ship that need serious care to maintain and easy to spoilt.

The outboard engine or "z" peller has an expensive price and not suitable for the fisherman, and using the long ass of propeller is not efficient. By utilizing the chains transmission of ship propulsion the price can be stressed at the minimum, easy maintenance, larger of space hold, good engine cooling, and reliable.

Key word:
The propulsion unit, chains transmission

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	vii
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR NOTASI	xiv
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Tujuan Penelitian	3
1.4. Batasan Masalah	4
1.5. Metodologi Penelitian	4
1.6. Sistematika	4
BAB 2 LANDASAN TEORI	
2.1 Roller Chain (Rantai).....	6
2.2 Poros (Shaft)	12
2.3 Pasak (Key).....	15
2.4 Bearing (Ball Bearing).....	17
BAB 3 PERENCANAAN DAN PEMILIHAN ELEMEN MESIN	
3.1 Perencanaan Rantai dan Sproket.....	23
3.2 Perencanaan Poros.....	26
3.3 Perencanaan Pasak.....	27
3.4 Perencanaan Bearing.....	28

BAB 4 ASSEMBLY DAN ESTIMASI HARGA	
4.1 Assembly.....	31
4.2 Estimasi Harga.....	38
BAB 5 KESIMPULAN	39
DAFTAR PUSTAKA	40



DAFTAR GAMBAR

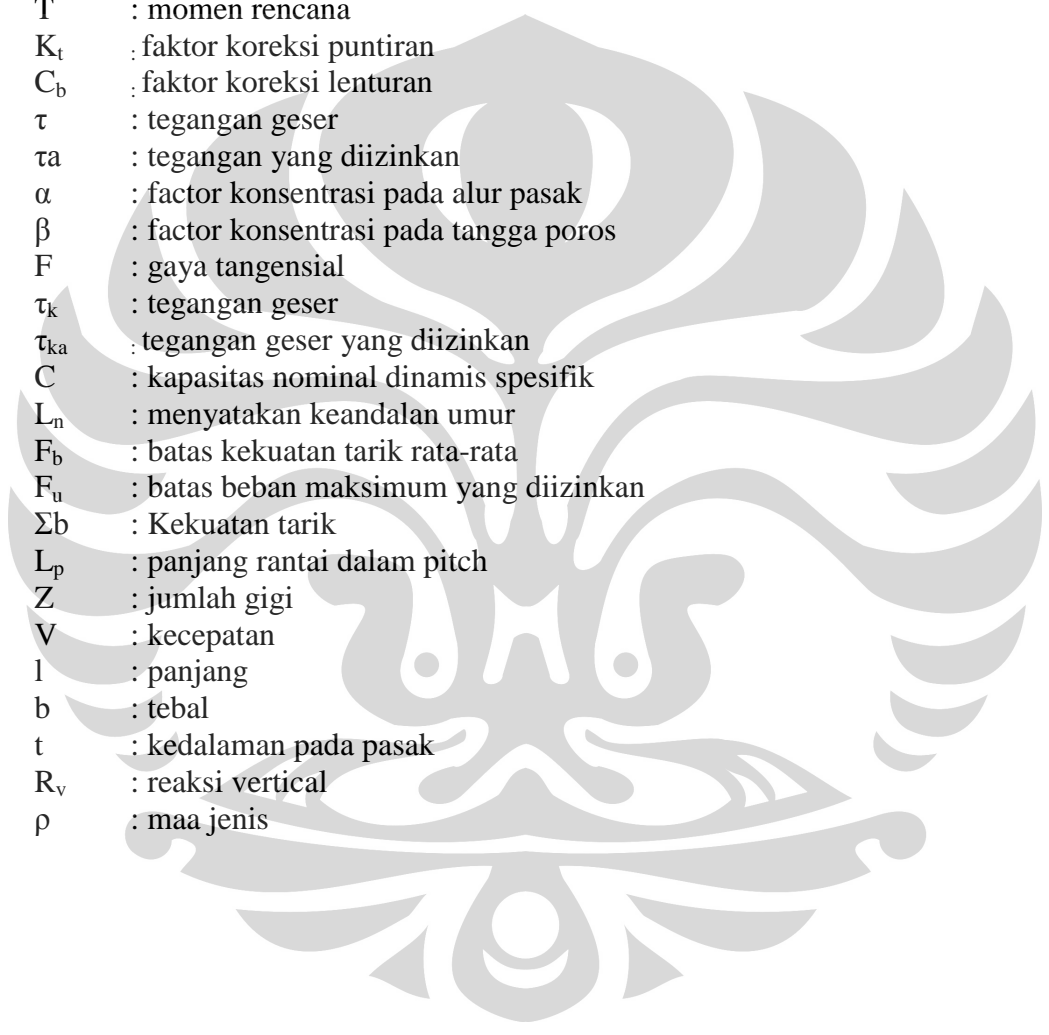
	Halaman
Gambar 2.1 Bagian rantai	6
Gambar 2.2 Bentuk rantai.....	7
Gambar 2.3 Kurva tenda.....	8
Gambar 2.4 Sproket 14 gigi.....	9
Gambar 2.5 Pergerakan rantai rol.....	11
Gambar 2.6 Diagram R.E. Peterson.....	14
Gambar 2.7 Gaya geser pada pasak.....	16
Gambar 2.8 Bagian bearing.....	19
Gambar 3.1 Perencanaan desain.....	25
Gambar 3.2 Reaksi vertikal pada poros.....	28
Gambar 4.1 Poros.....	31
Gambar 4.2 Sproket kecil (kiri) dan sproket besar (kanan).....	31
Gambar 4.3 Rantai JIS no. 50.....	32
Gambar 4.4 Selubung poros.....	32
Gambar 4.5 Flens1(kiri) dan flens2 (kanan).....	33
Gambar 4.6 Pasak1(kiri) dan pasak 2 (kanan).....	33
Gambar 4.7 Doubler1(kiri) dan doubler2 (kanan)	34
Gambar 4.8 Asbes seal.....	34
Gambar 4.9 Teflon.....	35
Gambar 4.10 Bearing SKF 6209.....	35
Gambar 4.11 Assembly.....	36
Gambar 4.12 Penampang atas.....	36
Gambar 4.13 Penampang samping.....	37
Gambar 4.14 Penampang depan(kiri) dan penampang belakang (kanan)..	37
Gambar 4.15 Gambar komponen dalam selubung poros.....	37

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 4.1 Estimasi harga bahan standar.....	38
Tabel 4.2 Estimasi harga bahan dan pengrjaan.....	38



DAFTAR NOTASI



P_d	: daya rencana
F_c	: faktor koreksi
ω_2	: kecepatan sudut sproket besar
S_f	: faktor keamanan
T	: momen rencana
K_t	: faktor koreksi puntiran
C_b	: faktor koreksi lenturan
τ	: tegangan geser
τ_a	: tegangan yang diizinkan
α	: factor konsentrasi pada alur pasak
β	: factor konsentrasi pada tangga poros
F	: gaya tangensial
τ_k	: tegangan geser
τ_{ka}	: tegangan geser yang diizinkan
C	: kapasitas nominal dinamis spesifik
L_n	: menyatakan keandalan umur
F_b	: batas kekuatan tarik rata-rata
F_u	: batas beban maksimum yang diizinkan
Σb	: Kekuatan tarik
L_p	: panjang rantai dalam pitch
Z	: jumlah gigi
V	: kecepatan
l	: panjang
b	: tebal
t	: kedalaman pada pasak
R_v	: reaksi vertical
ρ	: maa jenis

BAB 1

PENDAHULUAN

1. 1. Latar Belakang

Indonesia merupakan suatu negara maritim, yang mana daerah perairannya lebih besar dibandingkan dengan daratannya. Ironisnya para nelayannya mempunyai pendapatan yang minim disertai tingkat kehidupan yang rendah, sehingga dapat dikatakan kaum nelayan di Indonesia masih menduduki lapisan masyarakat terbawah atau tergolong miskin. Hal tersebut disebabkan karena tingkat produktivitas penangkapan ikan yang rendah, dimana cara penangkapan ikan yang tergolong masih tradisional dibandingkan dengan mereka yang bermodal besar. Bagi yang bermodal besar, usaha penangkapan ikan dilakukan dengan menggunakan alat penggerak kapal dan alat tangkap ikan yang modern, yang dapat menunjang hasil tangkapan yang lebih baik. Faktor lain yang juga mempengaruhi hasil tangkap nelayan yaitu jumlah ikan di tepi pantai semakin berkurang akibat pantainya tercemar akibat polusi limbah industri.

Upaya pemerintah untuk meningkatkan kesejahteraan kaum nelayan antara lain dengan memberikan bantuan sarana produksi berupa kredit motor beserta alat tangkapnya (tindak lanjut Keppres no.39/1980) dan menyediakan tempat pelelangan ikan sebagai sarana pemasarannya. Namun upaya pemerintah masih dinilai kurang berhasil. Hasil tangkap para nelayan masih minim dikarenakan motor penggerak serta unit propulsinya butuh perawatan yang mahal dan cepat rusak, ditambah lagi para nelayan harus berusaha lebih giat lagi untuk membayar kredit motor. Adapun ulasan ini diketengahkan karena kurangnya pengarahan dari pemberi kredit tentang tata cara pengoperasian motor ataupun karena kurangnya pengetahuan para nelayan dalam merawat serta mengoperasikan motor berikut unit propulsinya itu sendiri.

Dengan adanya masalah tersebut, penulis tergerak untuk turut berpartisipasi dalam mengadakan jalan keluar untuk mengatasi masalah yang dialami kaum nelayan, dimana upaya ini merupakan salah satu sumbangan pemikiran demi kemajuan kaum nelayan.

Salah satu solusi dan alternatif dalam memecahkan masalah ini yaitu mengupayakan unit propulsi kapal yang murah dan mudah perawatannya dengan menggunakan mekanisme transmisi rantai. Seperti yang diketahui apabila suatu kapal menggunakan motor tempel atau “z” peller, harganya sangat mahal, dan sangat tidak cocok untuk kaum nelayan yang tergolong kurang mampu dalam pengadaannya. Dengan menggunakan unit propulsi ini, biaya yang dikeluarkan dapat ditekan seminimal mungkin.

Keuntungan yang di dapat dari penggunaan sistem propulsi ini antara lain, ruang muat kapal yang lebih besar karena poros propeller yang tidak terlalu panjang dan letak mesin yang ditransmisi vertikal ke atas oleh rantai dan sproket, mesin mendapatkan pendinginan dan perawatan yang baik karena letaknya berada di atas, Selain itu mesin juga akan mendapatkan pelumasan yang baik karena posisi mesin dan poros yang sejajar, sehingga umur mesin menjadi lebih panjang .

Selain keuntungan yang sudah diutarakan di atas, keuntungan menggunakan transmisi rantai ini tidak lepas dari keunggulan sifat rantai itu sendiri, antara lain :

- Mampu meneruskan daya yang besar tanpa slip karena kekuatannya yang besar
- Tidak memerlukan tegangan awal
- Keausan yang kecil pada bantalan
- Pemasangannya mudah dan harganya murah
- Variasi ukuran yang banyak sehingga dapat dipakai untuk meneruskan daya yang besar maupun kecil
- Tidak menimbulkan bahaya kebakaran
- Tidak terpengaruh temperature tinggi karena adanya oli dan gemuk
- Kecepatan dapat mencapai 600 m/min jika diperlukan.

Sistem propulsi ini juga mempunyai beberapa kerugian. Kerugian pada penggunaan sistem propulsi dengan menggunakan rantai antara lain, suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki sprocket, perpanjangan rantai karena keausan pada pena dan bus rantai yang diakibatkan oleh gesekan sprocket, serta variasi kecepatan yang tak dapat dihindari karena lintasan busur

yang mengait mata rantai. Tetapi kerugian tersebut dapat diselesaikan dengan cara mengganti rantai yang lama dengan yang baru apabila rantai telah aus dan terjadi pemuluran yang tidak dapat ditolerir.

1. 2. Perumusan Masalah

Sistem propulsi dengan pemasangan poros yang panjang di lambung kapal merupakan sistem yang banyak digunakan digunakan nelayan. Untuk kapal ukuran kapal nelayan, pemasangan mesin di dalam lambung (inboard engine) banyak memakan ruang yang menyebabkan minimnya hasil tangkapan nelayan dan kurang efisien. Sehingga banyak orang yang menggunakan motor tempel (outboard engine) untuk mengatasi masalah tersebut. Tetapi penggunaan motor tempel terbilang mahal bagi para nelayan, apa lagi dengan penggunaan “z” peller. Dengan perancangan transmisi menggunakan rantai ini dipastikan akan membutuhkan sedikit tempat dibanding dengan poros di dalam lambung, karena mesin akan diletakan lebih tinggi dan sejajar dengan poros. Selain itu dengan penempatan mesin di atas dan poros propeller yang mendatar (tidak miring), diharapkan mesin akan mendapatkan pendinginan dan pelumasan yang baik sehingga mesin mendapat perawatan yang baik dan menambah umur dari mesin itu sendiri.

Maka dalam perancangan unit propulsi kapal menggunakan rantai ini, muncul beberapa permasalahan yang perlu diketahui, antara lain :

- Dimensi komponen yang dirancang
- Bahan material yang cocok
- Komponen standar yang digunakan
- Gambar assembly rancangan
- Harga material di pasaran

1. 3. Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan ini adalah merancang sistem propulsi kapal dengan transmisi rantai yang baik, efisien, mudah dalam penggunaan dan perawatannya, serta ekonomis. Diharapkan dapat memberikan alternatif bagi para nelayan dan menambah produktifitas dalam penangkapan ikan sehari-hari.

1. 4. Batasan Masalah

Penulisan ini dibatasi pada perancangan dan perencanaan elemen-elemen mesin yang menjadi satu kesatuan dalam sistem propulsi kapal dengan transmisi rantai ini. Adapun perhitungan kekuatan dalam perancangan ini hanya dikenakan momen puntir yang menjadi momen terbesar dalam perancangan ini, momen lentur yang terjadi pada perancangan ini dapat diabaikan dengan memasukan koefisien lentur (C_b). Perancangan ini juga menggunakan factor keamanan (S_f) sehingga hasil dari perangan ini mempunyai nilai toleransi yang cukup besar dari keadaan sebenarnya.

1. 5. Metodologi Penulisan

Metodologi yang digunakan dalam perancangan ini antara lain:

- Studi pustaka dengan mempelajari beberapa literatur yang berhubungan dengan perancangan dan perencanaan elemen-elemen sistem propulsi yang digunakan.
- Diskusi dengan dosen pembimbing serta pihak-pihak yang berkompeten dalam bidang ini untuk memperoleh informasi pendukung yang dibutuhkan.
- Diskusi dengan rekan-rekan mahasiswa sejawat.
- Studi lapangan untuk mengetahui informasi-informasi yang ada di pasaran tentang bahan-bahan yang digunakan dalam perancangan.
- Motor dipilih berdasarkan bahan yang ada di pasar dengan harga murah namun kualitas yang baik, oleh karena itu penulis menggunakan mesin diesel merk DONGFENG tipe S-1110 dengan power 20 HP dan torsi maksimum pada putaran mesin 2200.

1. 6. Sistematika

Skripsi ini disusun dalam beberapa bab yang terbagi menjadi sub bab dimana tiap sub bab menjelaskan secara terperinci dari tiap cakupan yang dibahas.

Penyusunan makalah akan terbagi dalam sistematika berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Merupakan penjelasan mengenai Latar Belakang, Perumusan Masalah, Tujuan Penelitian, Batasan Masalah, Metodologi dan Sistematika Penulisan

BAB 2 LANDASAN TEORI

Bagian ini menjelaskan mengenai dasar-dasar teori yang menjadi acuan perencanaan dan pemilihan elemen-elemen mesin yang digunakan dalam perancangan propulsi kapal dengan transmisi rantai ini.

BAB 3 PERENCANAAN DAN PEMILIHAN ELEMEN MESIN

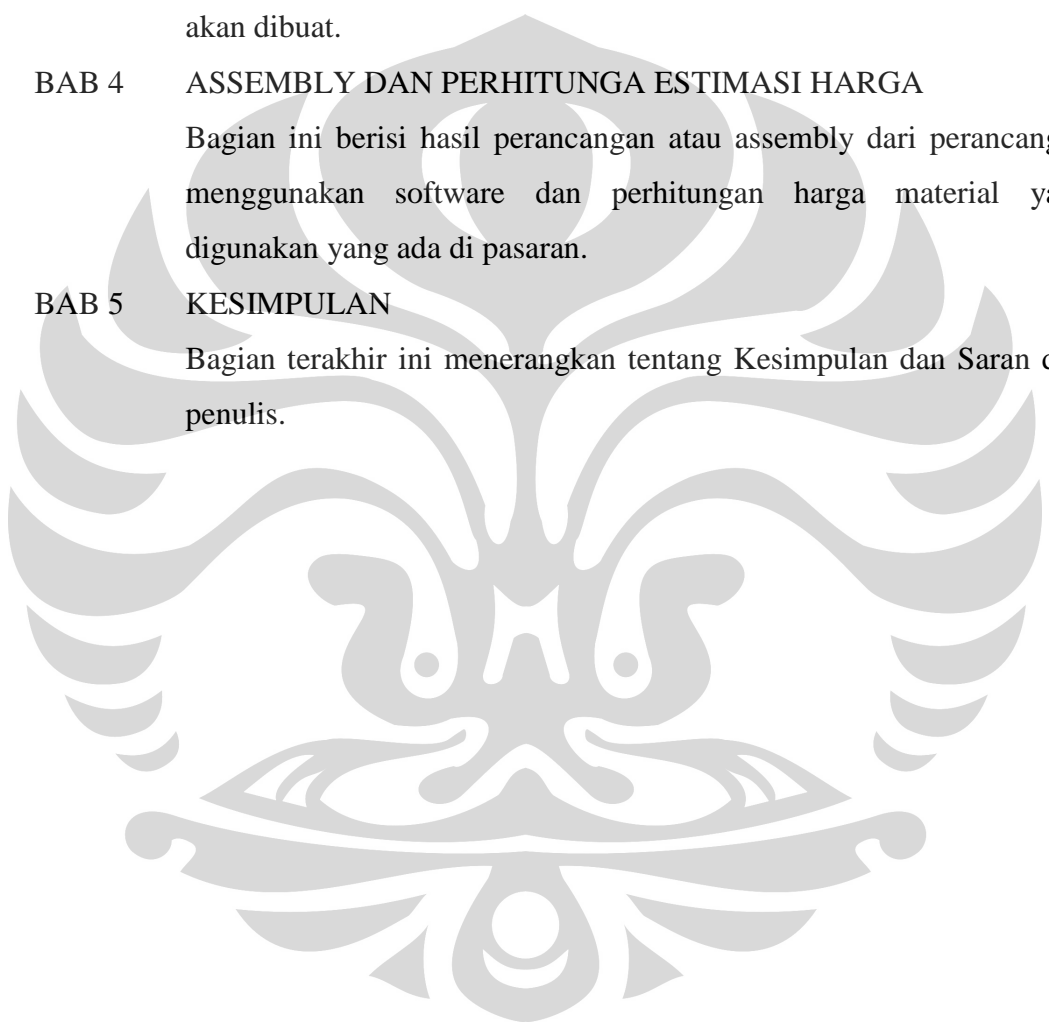
Bagian ini berisi perencanaan, pemilihan, dan perhitungan elemen-elemen mesin yang digunakan dalam perancangan propulsi kapal yang akan dibuat.

BAB 4 ASSEMBLY DAN PERHITUNGA ESTIMASI HARGA

Bagian ini berisi hasil perancangan atau assembly dari perancangan menggunakan software dan perhitungan harga material yang digunakan yang ada di pasaran.

BAB 5 KESIMPULAN

Bagian terakhir ini menerangkan tentang Kesimpulan dan Saran dari penulis.

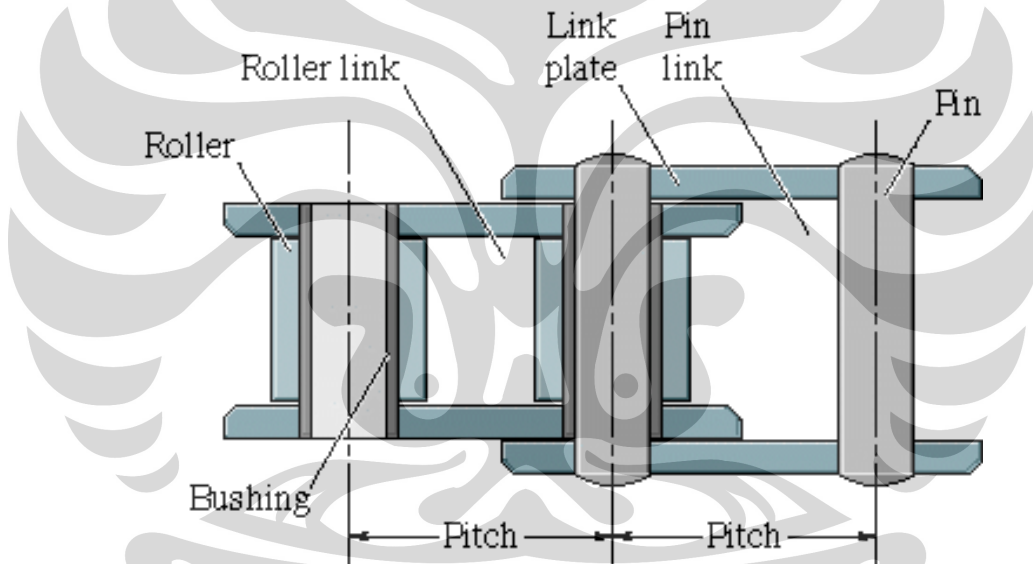


BAB 2

LANDASAN TEORI

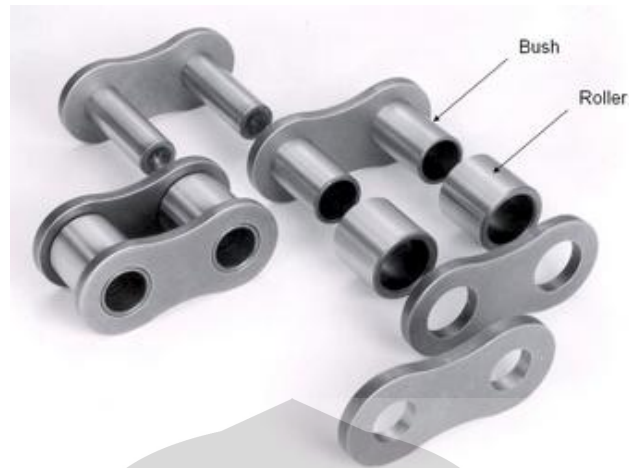
2.1. Roller Chain (Rantai)

Roller chain (rantai) merupakan komponen mesin yang digunakan untuk meneruskan power (daya) dari mesin melalui perputaran sprocket pada saat yang sama. Rantai mengait pada gigi sprocket dan meneruskan daya tanpa slip; jadi menjamin putaran daya yang tetap. Rantai sebagai penerus daya mempunyai keuntungan-keuntungan seperti: mampu meneruskan daya yang besar karena memiliki kekuatan yang besar, memiliki keausan kecil pada bantalan, dan mudah untuk memasangnya. Roller chain juga mempunyai efisiensi yang tinggi sehingga bagus digunakan dalam komponen mesin.



Gambar 2.1 Bagian rantai

Dipihak lain, rantai juga memiliki kekurangan, yaitu; variasi kecepatan yang tidak dapat dihindari karena lintasan busur pada sprocket yang mengait mata rantai, suara dan juga getaran yang ditimbulkan karena tumnukan antara mata rantai dan kaki-kaki sprocket, dan juga perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan gesekan yang terjadi pada sprocket.

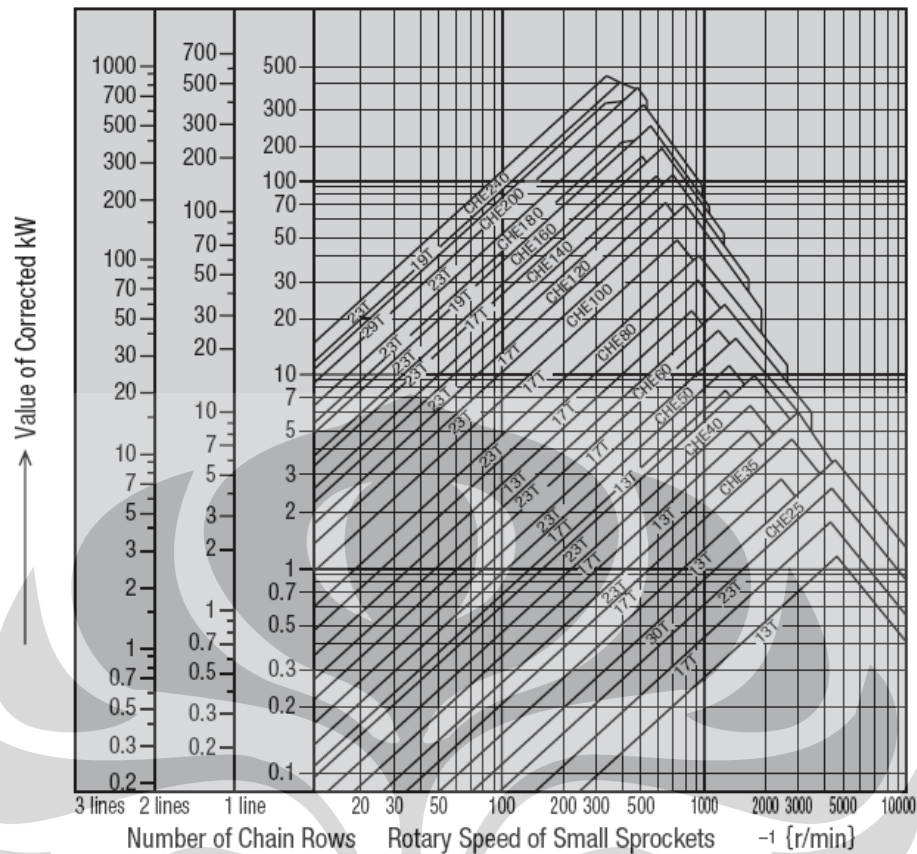


Gambar 2.2 Bentuk rantai

Pada umumnya rantai terbagi atas dua jenis; rantai rol (roler chain), dan rantai gigi (gear chain). Pada rancangan kali ini, kami Menggunakan jenis rantai rol dengan rangkaian tunggal tunggal untuk meneruskan putaran dari mesin. Rantai jenis ini biasanya dipakai bila diperlukan transmisi yang positif(tanpa slip) dengan kecepatan mencapai 600 m/min, tanpa pembatasan bunyi dan juga harga yang murah. Untuk bahan pena, bus dan rol dipergunakan baja karbon atau baja khrom dengan pengerasan kulit. Rantai dengan rangkaian tunggal adalah yang paling banyak dipakai. Rangkaian banyak seperti dua atau tiga rangkaian dipergunakan untuk transmisi beban berat. Ukuran dan kekuatannya distandarkan seperti dalam table.

Dengan kemajuan teknologi yang terjadi akhir-akhir ini, kekuatan rantai semakin meningkat. Batas kelelahan dari plat mata rantai macam yang baru lebih tinggi dari pada macam yang lama. Hasil penelitian terakhir menunjukkan bahwa suatu daerah yang dibatasi oleh dua kurva, yaitu kurva batas ketahanan terhadap tumbukan antara rol dan bus, dan kurva batas las (galling) karena kurang pelumasan antara pena dan bus, adalah sangat penting untuk menentukan kapasitas rantai.

Kurva kapasitas baru yang diperoleh berbentuk seperti tenda, sehingga sering disebut “kurva tenda”. Dalam gambar diperlihatkan kurva tersebut merupakan diagram pemilihan rantai rol. Untuk memudahkan pemilihan, kurva tenda tersebut diberi nama menurut nomor rantai dan jumlah gigi sprocket, dengan putaran (rpm) sprocket sebagai sumbu mendatar dan kapasitas transmisi sebagai sumbu tegak.



Gambar 2.3 Kurva tenda

Sprocket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan besi cor atau baja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuanya belum ada cara yang tetap seperti pada roda gigi. Adapun bentuknya telah distandarkan.

Jumlah gigi sprocket sebaiknya bilangan ganjil dan lebih dari 15. Jumlah minimum gigi yang diizinkan adalah 13 buah, sedangkan batas maksimum gigi sprocket besar dibatasi maksimum 114 buah. Perbandingan putaran dapat diizinkan 10:1. sudut kontak sprocket kecil harus lebih besar dai 120 derajat. Transmisi rantai akan halus jika dipakai rantai dengan jarak bagi kecil dan jumlah gigi sprocket yang banyak.



Gambar 2.4 sproket 14 gigi

Diameter lingkaran jarak bagi d_p dan D_p (mm), diameter luar d_k dan D_k (mm) untuk kedua sprocket dapat dihitung dengan rumus :

$$d_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_1)}$$

$$D_p = \frac{p}{\sin(180^\circ/z_2)}$$

$$d_k = \{0,6 + \cot(180^\circ/z_1)\}p$$

$$D_k = \{0,6 + \cot(180^\circ/z_2)\}p$$

Pemeriksaan diameter bos atau naf d_B , dan D_B (mm), adalah penting untuk lubang poros. jika jarak bagi rantai dan jumlah gigi sprocket diketahui, diameter naf maksimum dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$d_{Bmax} = p\{\cot(180^\circ/z_1) - 1\} - 0,76$$

$$D_{Bmax} = p\{\cot(180^\circ/z_2) - 1\} - 0,76$$

Bila perhitungan percobaan untuk menentukan diameter poros menghasilkan ukuran yang terlalu besar untuk naf yang tersedia, periksalah apakah diameter poros dapat dikecilkan dengan menggunakan bahan yang lebih kuat.

Jarak sumbu poros pada dasarnya dapat dibuat sependek mungkin sampai gigi kedua sprocket hamper bersentuhan. Tetapi, jarak yang ideal adalah 30 sampai 50 kali jarak bagi rantai. Untuk beban yang berfruktuasi, jarak tersebut harus dikurangi sampai lebih kecil dari pada 20 kali jarak bagi rantai. Setelah jumlah gigi sprocket dan jarak sumbu poros ditentukan, panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung dengan rumus

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2C_p + \frac{[(z_2 - z_1)/6,28]^2}{C_p}$$

Dimana

L_p : panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah mata rantai

z_1 : jumlah gigi sprocket kecil

z_2 : jumlah gigi sprocket besar

C : jarak sumbu poros, dinyatakan dalam jumlah rantai (dapat berupa bilangan pecahan)

Bila L_p ternyata merupakan bilangan pecahan, maka perlu dibulatkan ke atas untuk mendapatkan bilangan bulat, yang selanjutnya disebut L (dalam jumlah

mata rantai). Periksalah apakah C dapat distel untuk mengatur tegangan rantai. Jika jumlah mata rantai merupakan bilangan ganjil, maka perlu dipakai satu mata rantai khusus yang disebut rantai offset. Pemakaian rantai ini sebenarnya tidak dikehendaki untuk transmisi aman.

Jika jumlah mata rantai dan jumlah gigi kedua sprocket sudah terlebih dahulu ditentukan, maka jarak sumbu poros dapat dihitung dengan rumus-rumus di bawah ini.

Kecepatan rantai v (m/s) dapat dihitung dari

$$C_p = 0,25 \left\{ \left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (z_2 - z_1)^2} \right\}$$

$$C = C_p \cdot p$$

Dimana :

P : jarak bagi rantai

Z_1 : jumlah gigisproket kecil

N_1 : putaran sprocket kecil, dalam hal reduksi putaran

Beban yang bekerja pada satu rantai F (kg) dapat dihitung dengan rumus

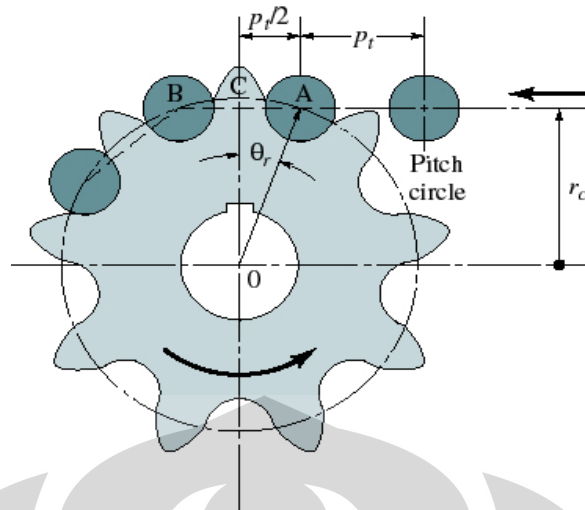
$$F = \frac{120 \cdot P_d}{v}$$

Jika dipakai motor listrik sebagai penggerak, maka pada waktu distart dan dihentikan, harga F akan lebih besar dari pada yang dihitung. Dalam hal ini, kekuatan rata-rata dibagi beban maksimum yang diizinkan, yaitu faktor keamanan diambil sebesar 6 atau lebih untuk satu rangkaian, 8 sampai 11 untuk dua rangkaian atau lebih. Harga F yang telah dihitung tidak boleh lebih dari beban maksimum yang diizinkan F_u (kg). jika ternyata melebihi atau kapasitas rantai tidak mencukupi, pakailah rangkaian ganda atau lebih, atau pakailah nomor rantai yang lebih besar.

Salah satu faktor penting yang mempengaruhi kelincinan pada saat pengoperasian roller chain, khususnya pada kecepatan yang tinggi adalah *Chordal Rise* yang dapat dicari dengan rumus

$$rc = r \cos \theta_r$$

$$\Delta r = r - r_c = r(1 - \cos \theta_r) = r \left[1 - \cos \left(\frac{180}{N} \right) \right]$$



Gambar 2.5 Pergerakan rantai rol

Sekarang akan ditinjau perpanjangan rantai karena keausan. Sebelum haus, rol rantai akan mengait pada permukaan dasar kaki gigi. Setelah terjadi keausan dan perpanjangan, rol akan naik sampai ke puncak gigi. Hal ini akan membawa akibat buruk pada transmisi terutama bila jumlah giginya besar. Sehingga rantai dapat keluar dari sprocket. Batas perpanjangan rantai telah ditentukan secara empiris sebesar 1 sampai 2(%) panjang mula-mula. Atas dasar angka inilah jumlah gigi terbanyak pada sprocket besar dibatasi sampai 114 buah.

Sebagai pelumas, minyak bermutu baik, seperti minyak roda gigi yang mengandung ramuan penahan tekanan, umum dipakai. Minyak berat dan gemuk tidak sesuai untuk rantai. Dalam tabel 5.19 dapat ditemui viskositas dan cara pelumasan yang cocok. Untuk kecepatan tinggi, harus dipakai minyak dengan viskositas rendah, sedangkan viskositas tinggi dipakai untuk temperature lingkungan yang tinggi. Sebagai patokan kasar, SAE 20-30 (65-130cSt, 300-600 SUS pada $37,8^{\circ}\text{C}$) dapat dipergunakan untuk temperature normal, dan SAE 30-40 (130-200 cSt, 600-900 SUS pada $37,8^{\circ}\text{C}$) untuk temperature lebih dari 40°C ; viskositas rendah untuk jarak bagi kecil, dan viskositas besar untuk jarak bagi besar.

Berikut Type pelumasan yang dilakukan pada roller chain :

- Manual Lubrication : dioleskan secara periodik dengan kuas atau penyemprot sekurangnya sekali tiap 8 jam
- Drip Lubrication : Tetesan oli diteteskan secara kontinu ke sela-sela pelat penghubung

- Bath Lubrication : Tapi bawah dari lintasan rantai melewati suatu bak oli dalam rumah penggerak. Tingkat oli harus mencapai pitch line dari rantai pada titik terendah
- Oil Stream Lubrication : Pelumasan diberikan dengan mensirkulasikan rantai dalam aliran oli yang kontin

2.2. Poros (Shaft)

Poros (Shaft) merupakan salah satu elemen pada mesin yang berputar maupun tetap (stationary) yang biasanya mempunyai bentuk silinder dengan penampang melingkar (diameter) yang lebih kecil dari pada panjangnya dan merupakan tempat bagi elemen lain ditempatkan (mounted) disana, seperti elemen transmisi daya; roda gigi (gear), pulley, belt, rantai (chain), flywheels, sprocket dan juga bantalan bearing (laher).

Beban yang terjadi pada poros dapat berupa bending, tranverse, torsi, dan juga beban axial (tarik-tekan). Dalam mendesain poros, beberapa faktor yang harus diperhatikan yaitu faktor kekuatan dengan menggunakan pendekatan yield atau fatigue sebagai kriterianya; defleksi dan juga critical speed dari poros yang akan didisain.

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi, sprocket, dan rantai. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan lentur sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser $\tau (=T/Z_p)$ karena momen puntir T dan tegangan $\sigma (=M/Z)$ karena momen lentur. Dalam tugas akhir ini perencanaan poros hanya dikenakan beban puntir saja. Pembebanan berupa lenturan, tarikan, atau tekanan akibat beberapa elemen mesin atau gaya dari luar yang menyertainya, dapat diperhitungkan dengan mengambil faktor keamanan (S_f) yang telah ditentukan syarat pemakaiannya.

Jika P adalah daya nimal output dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah f_c (tabel) maka daya rencana P_d (kW) sebagai patokan adalah

$$P_d = f_c P \text{ (kW)}$$

Jika daya diberikan dalam daya kuda (Ps), maka harus dikalikan dengan 0.735 untuk mendapatkan daya dalam kW.

Jika momen puntir (disebut juga sebagai momen rencana) adalah T (kg.mm) maka

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi n_1/60)}{102}$$

Sehingga

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

Bila momen rencana T (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter suatu poros d_s (mm) maka tegangan geser τ (kg/mm²) yang terjadi adalah

$$\tau = \frac{T}{(\pi d_s^3/16)} = \frac{5,1T}{d_s^3}$$

Tegangan geser yang diizinkan τ_a (kg.mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat dihitung atas dasar kelelahan puntir yang biasanya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm²). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik σ_b , sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini factor keamanan diambil sebesar $1/0,18=5,6$. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan. Factor ini dinyatakan dengan Sf_1 .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak (key seat) atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan yang cukup besar. Pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil factor yang dinyatakan sebagai Sf_2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.

Dari hal-hal di atas maka besarnya τ_a dapat dihitung dengan

$$\tau_a = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2)$$

Kemudian, keadaan momen puntir itu juga harus ditinjau. Factor koreksi yang dianjurkan ASME juga dipakai di sini. Factor ini dinyatakan dengan K_t dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar.

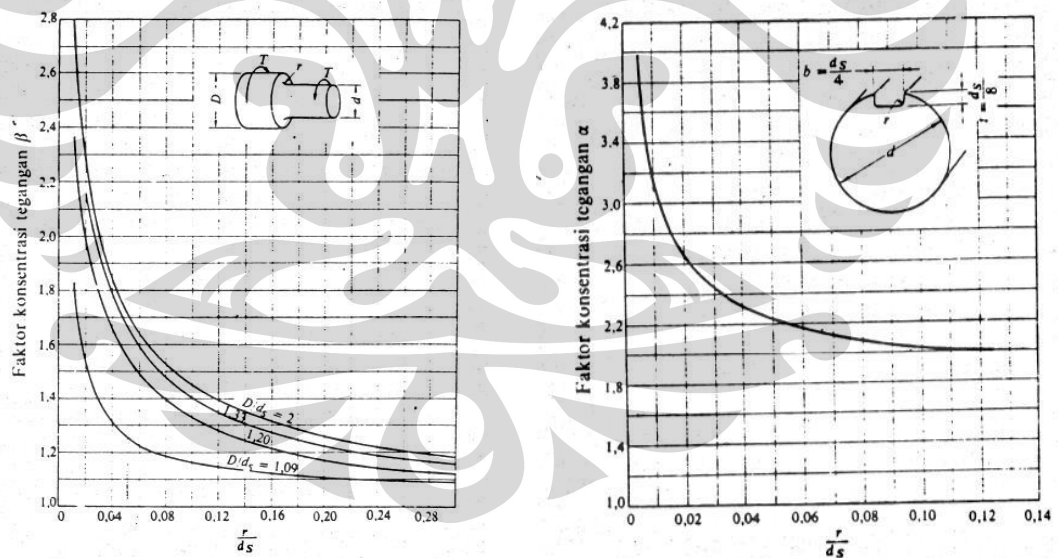
Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terdiri atas momen puntir saja, perlu ditinjau pula kemungkinan beban lentur. Jika memang diperkirakan pemakaian dengan beban lentur maka dapat dipertimbangkan factor C_b yang harganya antara 1,2 sampai 2,3 (jika diperkirakan tidak terjadi pembebanan lentur maka C_b diambil=1,0)

Dari persamaan 1.4 buku Sularso diperoleh rumus untuk menghitung diameter poros d_s (mm) sebagai

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]$$

Diameter poros yang dipilih dari table 1.7 pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding, pilihlah suatu diameter yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam table untuk menyesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan. Dari bantalan yang dipilih dapat ditentukan jari-jari fillet yang diperlukan pada tangga poros.

Selanjutnya ukuran pasak dan alur pasak α dan untuk poros bertangga β dapat diperoleh dengan diagram R.E Peterson.



Gambar 2.6 Diagram R.E Peterson

Bila α dan β dibandingkan dengan factor keamanan Sf_2 untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak yang ditaksir terlebih dahulu, maka α dan β sering sekali menghasilkan diameter poros yang lebih besar. Periksa hal perhitungan tegangan, mengingat diameter yang dipilih dari table lebih besar dari

d_s , yang diperoleh dari perhitungan. Bandingkan α dan β , dan pilihlah yang terbesar.

Lakukan koreksi pada Sf_2 yang ditaksir sebelumnya untuk konsentrasi tegangan, dengan mengambil $\tau_a \times Sf_2 / (\alpha \text{ atau } \beta)$ sebagai tegangan yang diizinkan yang dikoreksi.

Bandingkan harga ini dengan $\tau \times C_b \times K_t$ dari tegangan geser τ yang dihitung atas dasar poros tanpa alur pasak, factor lenturan C_b , dan factor koreksi tumbukan K_t dan tentukan masing-masing harganya jika hasil terdahulu lebih besar, serta lakukan penyesuaian jika lebih kecil.

2.3. Pasak (Key)

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, puli, kopling, dll. Pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatic ada yang dipakai sebagai pasak lurus. Di samping itu ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.

Pasak lurus memungkinkan pergeseran aksial roda gigi, dll. Pada poros seperti seplain. Yang paling umum digunakan adalah pasak benam yang meneruskan momen yang besar. Untuk momen dengan tumbukan dapat dipasang pasak singgung.

Dalam pemilihan pasak yang akan dipakai dalam perencanaan desain ini adalah pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dimana dapat berbentuk prismatic dan tirus, kadang-kadang diberi kepala untuk memudahkan pelepasannya. Untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari $60 \text{ (kg.mm}^2\text{)}$ atau melebihi dari kekuatan bahan porosnya atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah dan mudah menggantinya.

Jika momen rencana $T \text{ (kg.mm)}$, dan diameter poros adalah $d_s \text{ (mm)}$, maka gaya tangensial $F \text{ (kg)}$ pada permukaan poros adalah

$$F = \left(\frac{T}{d_s/2} \right)$$

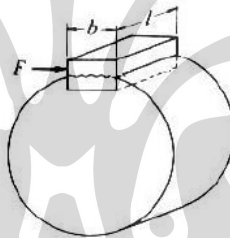
Menurut lambang pasak yang diperlihatkan dalam gambar, gaya geser yang bekerja pada penampang mendatar $b \times l$ (mm^2) oleh gaya F (kg). dengan demikian tegangan geser τ_k (kg.mm^2) yang ditimbulkan adalah

$$\tau_k = \frac{F}{bl}$$

Dari tegangan geser yang diizinkan τ_{ka} (kg.mm^2), panjang pasak (l) yang diperlukan dapat diperoleh

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{bl}$$

Harga τ_{ka} adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_b dengan faktor keamanan $Sfk_1 \times Sfk_2$. Harga Sfk_1 umumnya diambil 6, dan Sfk_2 dipilih antara 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan tumbukan ringan, dan antara 2-5 jika dikenakan secara tiba-tiba dan tumbukan berat. Selanjutnya perhitungan untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak karena tekanan bidang juga diperlukan.



Gambar 2.7 Gaya geser pada pasak

Gaya keliling F (kg) yang sama seperti tersebut di atas dikenakan pada luas permukaan samping pasak. Kedalaman alur pasak pada poros dinyatakan dengan t_1 , dan kedalaman alur pasak pada naf dengan t_2 . Abaikan pengurangan luas permukaan oleh pembulatan sudut pasak. Dalam hal ini tekanan permukaan P (kg.mm^2) adalah

$$p = \frac{F}{l \times (t_1 \text{ atau } t_2)}$$

Dari harga tekanan yang diizinkan p_a (kg), panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dari

$$p \geq \frac{F}{l \times (t_1 \text{ atau } t_2)}$$

Harga p_a adalah sebesar 8 ($\text{kg}\cdot\text{mm}^2$) untuk poros berdiameter kecil, 10 ($\text{kg}\cdot\text{mm}^2$) untuk poros dengan diameter besar, dan setengah dari harga di atas untuk poros dengan putaran tinggi.

Perhatikan lebar pasak sebaiknya antara 25-35(%) dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 ds). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandarkan, maka beban yang ditimbulkan oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak. Namun demikian, pasak yang terlalu panjang tidak dapat menahan tekanan yang merata pada permukaannya. Jika terdapat pembatasan pada ukuran naf atau poros, dapat dipakai ukuran yang tidak standar atau diameter poros perlu dikoreksi.

2.4. Bearing (Ball Bearing)

Bearing adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan mempunyai masa pakai yang lama. Bearing harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kinerja seluruh sistem juga akan menurun atau tak dapat bekerja dengan semestinya. Jadi, bearing dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi pada sebuah bangunan.

Bearing dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

(1). Atas dasar gerakan bearing terhadap poros

- Bearing luncur. Pada bearing jenis ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bearing dengan perantara lapisan pelumas.
- Bearing Gelinding (ball bearing). Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol jarum, dan rol bulat.

(2) Atas dasar arah beban terhadap poros

- Bearing radial. Arah beban yang ditumpu bearing ini adalah tegak lurus sumbu poros.

- Bearing aksial. Arah beban bearing ini sejajar dengan sumbu poros.
- Bearing gelinding khusus. Bearing ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Pada penulisan ini akan menitikberatkan pada bearing gelinding (ball bearing). Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada bearing jenis ini elemen bola dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan di antaranya akan jauh lebih kecil.

Untuk bola, ketelitian tinggi dalam bentuk dan ukuran merupakan keharusan. Karena luas bidang kontak antara bola dengan cincinnya sangat kecil maka besarnya beban persatuan luas atau tekanannya menjadi sangat tinggi. Dengan demikian bahan yang dipakai harus mempunyai ketahanan dan kekerasan yang tinggi.

Kekakuan Pada Bantalan Gelinding

Diameter poros d (mm) dikalikan dengan putaran per menit n (rpm) disebut harga $d.n$. Harga ini untuk suatu bantalan mempunyai batas empiris yang besarnya tergantung pada macmnya dan cara pelumasannya. Bantalan bola alur dan bantalan bola sudut serta bantalan rol silinder pada umumnya dipakai untuk putaran tinggi; bantalan rol kerucut untuk putaran sedang; bantalan aksial untuk putaran rendah. Untuk bantalan yang diameter dalamnya dibawah 10 mm, atau lebih dari 200mm, terdapat harga-harga yang lebih rendah. Dalam hal pelumasan dengan gemuk, harga-harga batas tersebut adalah untuk umur gemuk 1000 jam.

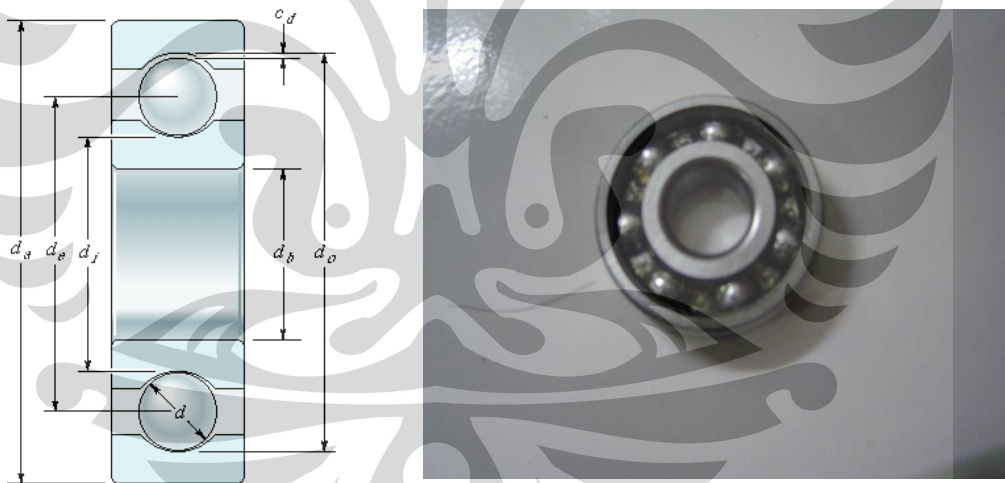
Nomor Nominal Bantalan Gelinding

Ukuran utama bantalan gelinding adalah diameter lubang, diameter luar, lebar, dan lengkungan sudut. Pada umumnya, diameter lubang diambil sebagai patokan dengan diameter luar dan dalam digabungkan. Nomor nominal bantalan gelinding terdiri dari nomor dasar dan pelengkap. Nomor dasar yang terdapat merupakan lambing jenis, lambing ukuran(lambing lebar, diameter luar), nomor diameter lubang, dan lambing sudut kontak. Lambing-lambang pelengkap meliputi lambing sangkar, lambing sekat, bentuk cincin, pemasangan, kelonggaran, dan kelas. Lambing jenis menyatakan jenis bantalan. Baris tunggal

alur dalam diberi tanda 6; rol silinder diberi tanda huruf seperti N, NF, dan NU, yang menyatakan macam kerahnya.

Lambang ukuran menyatakan lebar untuk bantalan radial dan tinggi untuk bantalan aksial; dapat juga menyatakan diameter luar dari bantalan-bantalan tersebut. Untuk bantalan roda radial tidak ada lambing lebar. Diameter membesar dalam urutan; 7,8,9,0,1,2,3, dan 4. Lambang diameter luar 0,2, dan 3 umumnya yang banyak dipakai Lambang diameter luar 0 dan 1 menyatakan jenis beban sangat ringan; 2 jenis beban ringan; 3 jenis beban sedang; dan 4 jenis beban berat.

Nomor diameter lubang dinyatakan dengan dua angka. Untuk bantalan yang berdiameter 20-500 mm, kalikanlah dua angka lambang tersebut dengan 5 untuk mendapatkan diameter lubang yang sebenarnya (dalam mm). Nomor tersebut bertingkat dengan kenaikan sebesar 5mm tiap tingkatannya. Untuk diameter lubang dibawah 20mm, nomor 00 menyatakan 10mm; 01, 12mm; 15mm; dan 03,17mm diameter lubang, Untuk diameter lubang dibawah 10mm, nomor tanda sama dengan diameter lubangnya.



Gambar 2.8 Bagian bearing

Kapasitas Nominal Bantalan Gelinding

Ada dua macam kapasitas nominal, yaitu kapasitas nominal dinamis spesifik dan kapasitas nominal statis spesifik. Misalkan sejumlah bantalan membawa beban tanpa variasi dalam arah yang tetap. Jika bantalan tersebut adalah bantalan radial, maka bebannya adalah radial murni, Cincin luar diam dan cincin dalam berputar. Jika bantalan tersebut adalah bantalan aksial, maka kondisi

kondisi bebannya adalah aksial murni, satu cincin diam dan cincin yang lain berputar. Jumlah putaran adalah 1.000.000 (atau 33.3 rpm selama 500 jam).

Setelah menjalani putaran tersebut, jika 90% dari jumlah bantalan tersebut tidak menunjukkan kerusakan karena kelelahan oleh beban gelinding pada cincin atau elemen gelindingnya, maka besarnya beban terse x 3.647 Dbut dinamakan kapasitas nominal dinamis spesifik dan umur yang bersangkutan disebut umur nominal.

Jika bantalan membawa beban dalam keadaan diam dan pada titik kontak yang menerima tegangan maksimum besarnya deformasi permanen pada elemen gelinding ditambah besarnya deformasi cincin menjadi 0.0001 kali diameter elemen gelinding, maka beban tersebut dinamakan kapasitas nominal statis spesifik. Kedua macam beban diatas merupakan factor dasar yang pertama dalam pemilihan bantalan. Untuk menghitung besarnya kapasitas nominal dinamis spesifik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

Untuk diameter bola ukuran 25,4 mm atau kurang

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_a^{1,8}$$

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 mm

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} \times 3,647 D_a^{1,4}$$

Untuk bantalan rol

$$C = f_c (i l_a \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_a^{29/27}$$

Dimana :

C = kapasitas nominal spesifik

i = Jumlah baris bola dalam satu bantalan

α = Sudut kontak nominal

Z = Jumlah bola dalam tiap baris

D_a = Diameter bola

f_c = Faktor yang besarnya tergantung pada jenis, kelas ketelitian, dan bahan bagian-bagian bantalan

l_a = Panjang efektif rol

Perhitungan Umur Bearing

Umur nominal L (90% dari jumlah sample, setelah berputar satu juta putaran, tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding) dapat ditentukan sebagai berikut:

Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekivalen dinamis, maka *factor kecepatan* f_n adalah ;

Factor kecepatan

Untuk Bantalan bola

$$f_n = \left(\frac{33,3}{\omega_n} \right)^3$$

Untuk bantalan rol

$$f_n = \left(\frac{33,3}{\omega_n} \right)^{3/10}$$

Factor umur

Untuk kedua bantalan

$$f_h = f_n \left(\frac{C}{P_n} \right)$$

Umur nominal

Untuk bantalan bola

$$L_h = 500 f_h^3$$

Untuk bantalan rol

$$L_h = 500 f_h^{10/3}$$

Dengan bertambah panjangnya umur karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan arena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern

direncanakan dengan L_h yang dikalikan dengan factor koreksi. Jika L_n menyatakan

keandalan umur (100-n)(%), maka :

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

Dimana :

a_1 = Faktor keandalan; a_1 : 1 jika keandalan 90% dipakai seperti biasanya, atau 0.21 bila keandalan 99% dipakai.

a_2 = Faktor bahan. a_2 : 1 untuk bahan bantalan yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk baja bantalan de-gas hampa.

a_3 = Faktor kerja. a_3 = 1 untuk kondisi kerja normal, dan kurang dari satu untuk hal-hal berikut :

- i. Bantalan bola, dengan pelumasan minyak berviskositas 13 cSt atau kurang.
- ii. Bantalan rol, dengan pelumasan minyak berviskositas 20 cSt atau kurang.
- iii. Kecepatan rendah, yang besarnya sama dengan atau kurang dari 1000 rpm dibagi diameter jarak bagi elemen gelinding.

Faktor Beban f_w

1. Untuk putaran halus tanpa beban tumbukan (motor listrik)

$$F_w = 1 - 1.1$$

2. Untuk kerja biasa (roda gigi reduksi, roda kereta)

$$F_w = 1.1 - 1.3$$

3. Untuk kerja dengan tumbukan (penggiling rol, alat-alat besar)

$$F_w = 1.2 - 1.5$$

Jika beban maksimum sudah ditetapkan maka $F_w = 1$

Beban Rata-rata P_m

Jika frekuensi masing-masing putaran dinyatakan sebagai dan seterusnya, maka :

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{t_1 n_1 P_1^p + t_2 n_2 P_2^p \dots + t_n n_n P_n^p}{(t_1 + t_2 \dots + t_n) n_m}}$$

Bila putaran tetap, maka

$$P_m = \sqrt[p]{\alpha_1 n_1 P_1^p + \alpha_2 n_2 P_2^p + \dots + \alpha_n n_n P_n^p}$$

Dimana $p = 3$ untuk bantalan bola, dan $10/3$ untuk bantalan rol. Harga $p = 3$ diatas diperoleh dari percobaan, sedangkan harga $10/3$ ditetapkan atas dasar studi oleh banyak peneliti.

BAB 3

PERENCANAAN DAN PEMILIHAN ELEMEN MESIN

1. Perencanaan rantai dan sproket

1. Daya yang ditransmisikan

$$P = 20 \text{ HP} = 14,9 \text{ kw}$$

z_1 = Jumlah gigi sproket kecil = 15 , lebih besar sedikit dari $z_1 \text{ min} = 13$

z_2 = Jumlah gigi sproket besar = 55

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{55}{15} = 3,67$$

ω_1 = Kecepatan sudut sproket kecil = Torsi maximum pada 2200 rpm

ω_2 = Kecepatan sudut sproket besar

$$\omega_2 = \frac{2200}{3.67} = 600 \text{ rpm}$$

C = Jarak sumbu 530 mm

2. Faktor koreksi

$$f_c = 1,3$$

3. Daya rencana

$$P_d = f_c \times P \\ = 1,3 \times 14,9 = 20,88 \text{ kw}$$

4. Momen rencana

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{\omega_1} \\ = 9,74 \times 10^5 \times \frac{20,88}{2200} = 9243,97 \text{ kg. mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{\omega_2} \\ = 9,74 \times 10^5 \times \frac{20,88}{600} = 33894,55 \text{ kg. mm}$$

5. Bahan Poros SCM4 , dengan kekuatan tarik

$$\sigma_b = 100 \text{ Kg/mm}^2$$

$SfI = 6$ (untuk S-C dengan pengaruh massa, dan baja paduan)

$Sf_2 = 3$ (pengaruh konsentrasi tegangan akibat alur yang diberikan, kecil)

.....Buku *Soelarso* halaman 8

Tegangan yang diijinkan (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} = \frac{100}{6 \times 3} = 5,56 \text{ kg/mm}^2$$

$K_t = 1,5$ (faktor koreksi momen puntir dengan tumbukan berat)

$C_b = 1,5$ (factor lenturan nilainya 1,2-2,3 jika tidak terjadi pembebanan lentur maka $C_b = 1$)

6. Diameter Poros

Sprocket kecil

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T_1}{\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 2 \times 2 \times 9243,97}{5,56}} = 26,73 \rightarrow 28 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T_2}{\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 2 \times 2 \times 33894,55}{12,82}} = 41,21 \rightarrow 42 \text{ mm}$$

7. Nomor rantai 50 dengan rangkaian tunggal sementara diambil ;

$$P = 15,875 \text{ mm}$$

$$F_b = 3200 \text{ Kg}$$

$$F_u = 520 \text{ Kg}$$

8. Sprocket kecil

$$d_p = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180}{15}\right)} = 75,6 \text{ mm}$$

$$d_k = (0,6 + \cot(180/15)) \times 15,875 = 84,14 \text{ mm}$$

Sprocket besar

$$D_p = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180}{55}\right)} = 278,51 \text{ mm}$$

$$D_k = (0,6 + \cot(180/55)) \times 15,875 = 287,18 \text{ mm}$$

Diameter naff maksimum

$$dB_{max} = (15,875(\cot(180/15) - 1) - 0,76 = 57,98 \text{ mm}$$

$$DB_{max} = (15,875(\cot(180/55) - 1) - 0,76 = 261,02 \text{ mm}$$

9. Kecepatan rantai

$$V = \frac{p \times Z_1 \times \omega_1}{1000 \times 60} = \frac{15,875 \times 15 \times 2200}{1000 \times 60} = 8,73 \text{ m/s} \dots \text{antara 6-10 m/s baik}$$

10. Beban rencana

$$F = \frac{120 \cdot P_d}{v} = \frac{120 \times 20,88}{8,73} = 243,92 \text{ kg} < \text{batas beban maksimum 520 kg}$$

11. Faktor keamanan

$$SF = \frac{F_b}{F_d} = \frac{3200}{243,92} = 13,12 > 6 \dots \text{baik}$$

12. Panjang mata rantai

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2C_p + \frac{[(z_2 - z_1)/6,28]^2}{C_p}$$

$$= \frac{15+55}{2} + 2 \frac{530}{15,875} + \frac{[(55-15)/6,28]^2}{\frac{530}{15,875}} = 103,0 \text{ pitch}$$

$$L=103, \text{ no.50}$$

13. C_p

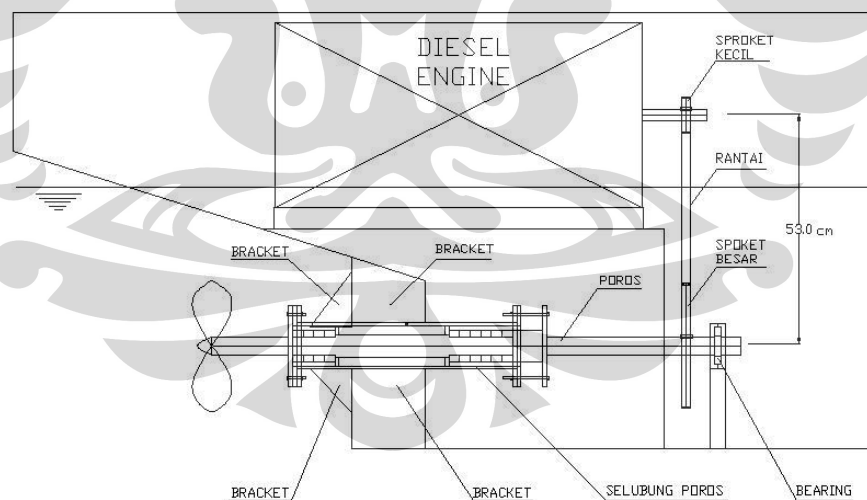
$$C_p = 0,25 \left\{ \left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (z_2 - z_1)^2} \right\}$$

$$C_p = 0,25 \left\{ \left(103 - \frac{15 + 55}{2} \right) + \sqrt{\left(103 - \frac{15 + 55}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (55 - 15)^2} \right\}$$

$$= 33,9 \text{ pitch}$$

$$C = C_p \cdot p = 530 \text{ mm}$$

Cara pelumasan tetesTabel 18.11 halaman 853 *Hamrock*



Gambar 3.1 Perencanaan desain

14. Nomor rantai 50, rangkaian tunggal, 103 mata rantai :

Jumlah gigi	: 15 dan 55
Diameter poros sprocket	: ϕ 28 mm dan ϕ 42 mm
Jarak sumbu	: 530 mm
Pelumasan	: tetes

2. Perencanaan Poros

Poros didapat dari perhitungan rantai dan sprocket, adapun poros yang dimaksud adalah poros pada sprocket besar yang sudah mendapat transmisi daya dari sprocket kecil dengan putaran yang sudah direduksi sprocket besar yaitu menjadi 600 rpm. Poros yang direncanakan hanya dikenakan dengan beban puntir, tetapi dengan tidak mengabaikan beban lentur. Oleh karena itu perlu dimasukkan factor koreksi lentur C_b , berikut perhitungannya :

1. Daya yang ditransmisikan

$$P = 20 \text{ HP} = 14,9 \text{ kw}$$

2. Faktor koreksi

$$f_c = 1,3$$

3. Daya rencana

$$P_d = f_c \times P \\ = 1,3 \times 14,9 = 20,88 \text{ kw}$$

4. Momen pada poros

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{\omega_2} \\ = 9,74 \times 10^5 \times \frac{20,88}{600} = 33894,55 \text{ kg. mm}$$

5. Pemilihan bahan Bahan Poros SCM4 , dengan kekuatan tarik

$$\sigma_b = 100 \text{ Kg/mm}^2$$

$Sf_1 = 6$ (untuk S-C dengan pengaruh massa, dan baja paduan)

$Sf_2 = 3$ (pengaruh konsentrasi tegangan akibat alur yang diberikan, kecil)

6. Tegangan yang diijinkan (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} = \frac{100}{6 \times 3} = 5,56 \text{ kg/mm}^2$$

7. $K_t = 1,5$ $C_b = 1,5$

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T_2}{\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 2 \times 2 \times 33894,55}{12,82}} = 41,21 \rightarrow 42 \text{ mm}$$

9. Anggaph diameter yang menjadi tempat bantalan adalah = 45 mm

$$\text{Jari-jari filet} = (45-42)/2 = 1,5 \text{ mm}$$

$$\text{Alur pasak } 12 \times 5 \times \text{filet } 0,6$$

10. Konsentrasi tegangan pada poros bertangga adalah

$$r/d_s = 1,5/42 = 0,04$$

$$D/d_s = 45/42 = 1,07 ; \text{ dilihat dari table maka, } \beta = 1,4$$

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak

$$r/d_s = 0,0149 ; \text{ dari table maka didapat } \alpha = 2,7 > \beta$$

harga faktor konsentrasi tegangan yang dipakai yaitu $\alpha = 2,7$ karena $\alpha > \beta$

11. Dari persamaan (1.4)

$$\tau = \frac{5,1 \times T}{d_s^3} = \frac{5,1 \times 33894,55}{42^3} = 2,33 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

12. Koreksi tegangan terhadap alur pasak

$$\tau_a \times \frac{Sf}{\alpha} = 5,56 \times \frac{3}{2,7} = 6,17 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{C_b} \cdot K_t = 2,33 \times 2,33 \times 1,5 \times 1,5 = 5,25 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_a \times \frac{Sf}{\alpha} > \tau_{C_b} \cdot K_t \text{ baik}$$

13. d_s : 42 mm

bahan poros : SC4M

Pasak $b \times l$: 12 x 8

Jari-jari fillet : 0,6 mm

3. Perencanaan Pasak

Pasak yang direncanakan harus mempunyai kekuatan yang melebihi bahan porosnya dan kuat menahan gaya yang diberikan dari naf sprocket besar ke poros, dari perhitungan ini akan didapatkan panjang aktif pasak yang akan dipakai.

1. $P = 20 \text{ HP} = 14,9 \text{ kw}$

2. $f_c = 1,3$

3. $P_d = 20,88 \text{ kw}$

4. $T_2 = 33894,55 \text{ kg. mm}$

5. SCM4, $\sigma_b = 100 \text{ Kg/mm}^2$, $Sf_1 = 6$, $Sf_2 = 3$

6. $\tau_{sa} = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} = \frac{100}{6 \times 3} = 5,56 \text{ kg/mm}^2$

7. $K_t = 1,5$ $C_b = 1,5$

$$8. d_{s2} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times K_t \times C_b + T_2}{\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 2 \times 2 \times 33894,55}{12,82}} = 41,21 \rightarrow 42 \text{ mm}$$

$$9. F = \left(\frac{T}{d_s/2}\right) = \left(\frac{33894,55}{42/2}\right) = 1614,026 \text{ kg}$$

10. Penampang pasak 12 x 8

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 5 \text{ mm}$ (*ukuran standar dengan porosnya*)

Kedalam alur pasak pada naf sprocket $t_2 = 3 \text{ mm}$

11. Jika bahan pasak SC5M, maka

$$\sigma_b = 105 \text{ Kg/mm}^2, S_{f_{k1}} = 6, S_{f_{k2}} = 3$$

$$12. \tau_{sa} = \frac{\sigma_b}{S_{f_{k1}} \times S_{f_{k2}}} = \frac{105}{6 \times 3} = 5,83 \text{ kg/mm}^2$$

13. Maka panjang pasak l_k

$$l_k = \frac{F}{b \times \tau_{sa}} = \frac{1614,026}{12 \times 5,83} = 23,057 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm}$$

$$14. b/d_s = 12/42 = 0,29 < 0,35 \text{ baik}$$

$$l/d_s = 25/42 = 0,6 < 1,5 \text{ baik}$$

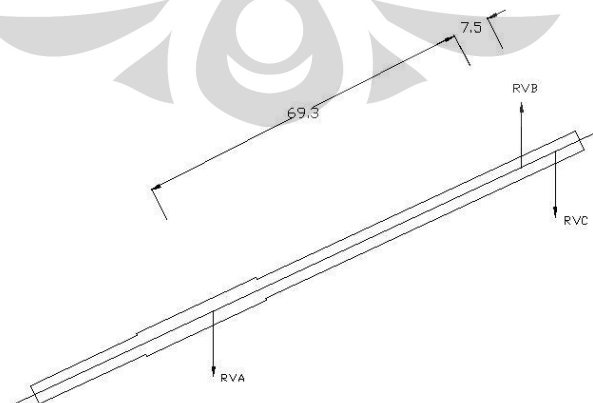
15. ukuran pasak : 12 x 8

panjang aktif : 25 mm

bahan pasak : SC5M

4. bearing

hal yang pertama dilakukan untuk menghitung bearing, yaitu menghitung gaya reaksi engsel yang diterima bearing tersebut. Dapat dilihat dari skema berikut :



Gambar 3.2 Reaksi vertical pada poros

untuk itu perlu dihitung gaya neto vertikal antara rantai, sprocket, dan shaft
masa sprocket :

$$\begin{aligned} \text{masa sprocket} &= V \times \rho \\ &= \left(\frac{\pi D^2}{4} \times t \right) \times \rho \\ &= \left(\frac{3,14 \times 287^2}{4} \times 8,7 \right) \times 0,0078 \\ &= 4421,43 \text{ gr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1/2 \text{ masa poros} &= V \times \rho \\ &= \left(\left(\frac{\pi D^2}{4} \times t \right) \times \rho \right) : 2 \\ &= \left(\left(\frac{3,14 \times 42^2}{4} \times 1250 \right) \times 0,00785 \right) : 2 \\ &= 6793,88 \text{ gr} \end{aligned}$$

Jumlah masa sprocket dan masa setengah poros :

$$4421,43 \text{ gr} + 6793,88 \text{ gr} = 11215 \text{ gr} = 11.215 \text{ kg}$$

Sehingga :

$$R_{vb} = 243,92 \text{ kg} - 11.215 \text{ kg} = 232,70 \text{ kg}$$

Maka :

$$R_{va} \times 693 = R_{vb} \times 75$$

$$R_{va} = \frac{232,70 \times 75}{693} = 25,18 \text{ kg}$$

$$R_{vc} + R_{va} = R_{vb}$$

$$R_{vc} = R_{vb} - R_{va}$$

$$R_{vc} = 232,70 - 25,18 = 207,52 \text{ kg}$$

Jadi gaya radial yang direima oleh bantalan (F_r) = 207,52 kg = 2033,69

Faktor beban :

$f_{w1} = 1 \rightarrow$ pada saat kerja halus, tanpa beban tumbukan

$f_{w2} = 1,3 \rightarrow$ pada saat kerja biasa

$f_{w3} = 1,5 \rightarrow$ untuk kerja dengan tumbukan

f_w diambil dengan kondisi terberat yaitu 1,5, maka :

$$\begin{aligned} P_r &= (XVF_r \times YF_a) f_w \\ &= (1 \times 1 \times 2033,69 + 0) 1,5 = 3050,54 \text{ N} = 311,28 \text{ kg} \end{aligned}$$

dari katalog SKF dipilih Bearing dengan nomor 6209 yang didasarkan pada diameter shaft yang besarnya 45 mm, sehingga didapatkan ;

C (kapasitas nominal dinamis spesifik) = 2570 kg

C_0 (kapasitas nominal statis spesifik) = 1880 kg

Umur nominal

Factor kecepatan

$$f_n = \left(\frac{33,3}{\omega_n} \right)^3 = \left(\frac{33,3}{600} \right)^3 = 0,38$$

Factor umur

$$f_h = f_n \left(\frac{C}{P_n} \right) = \left(\frac{2570}{311,28} \right) = 3,15$$

Umur nominal

$$L_h = 500f_h^3 = 500 \times 3,15^3 = 15617 \text{ jam}$$

Dari hasil perhitungan maka didapat bearing SKF 6209 dengan dimensi :

d_b (diameter dalam)	: 45 mm
d_a (diameter luar)	: 85 mm
b_w (tebal bearing)	: 19 mm

BAB 4

ASSEMBLY DAN ESTIMASI HARGA

4.1. Assembly

Setelah merencanakan dan menghitung elemen-elemen yang akan dipakai pada perancangan system propulsi ini, lalu elemen tersebut dirangkai menjadi satu kesatuan dari sistem propulsi yang akan dibuat. Perancangan dibuat dengan menggunakan solid work 2009.

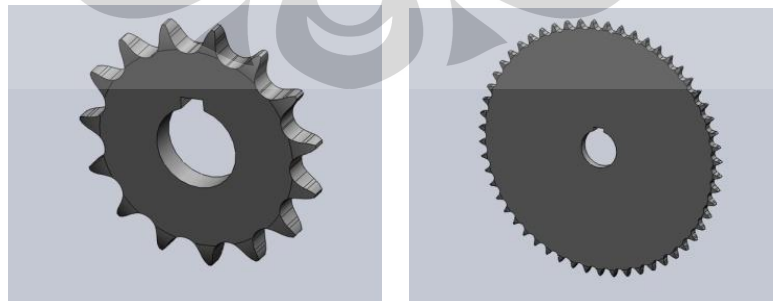
4.1.1. Poros (shaft)



Gambar 4.1 Poros

- Bahan Poros : SCM4
- d_s : 42 mm
- d pada bearing : 45 mm
- d pada slubung poros : 47 mm
- alur pasak Pasak $b \times t \times l$: 12 x 8x25
- Jari-jari fillet : 0,6 mm

4.1.2. Sproket



Gambar 4.2 Sproket kecil(kiri) dan sproket besar(kanan)

Sproket kecil no. 50

- dp : 75,6 mm
- dk : 84,14 mm
- T pasak : 4 mm

Sprocket besar

- Dp : 278,51 mm
- Dk : 287,18 mm
- T pasak : 3 mm

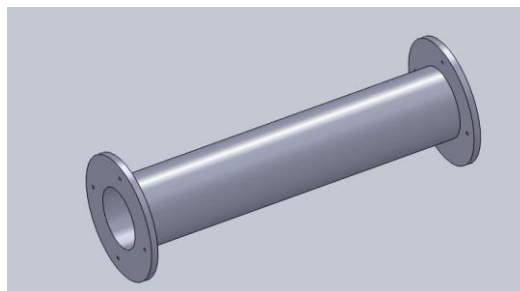
4.1.3. Rantai (Chains)



Gambar 4.3 Rantai JIS no. 50

- Jarak bagi (P) : 15,875
- Diameter rol (R) : 10,16
- Lebar rol (W) : 9,53
- Plat mata rantai
 - Tebal (T) : 2,0
 - Lebar (H) : 15,0
 - Lebar (h) : 13
- Diameter pena (D) : 5,09

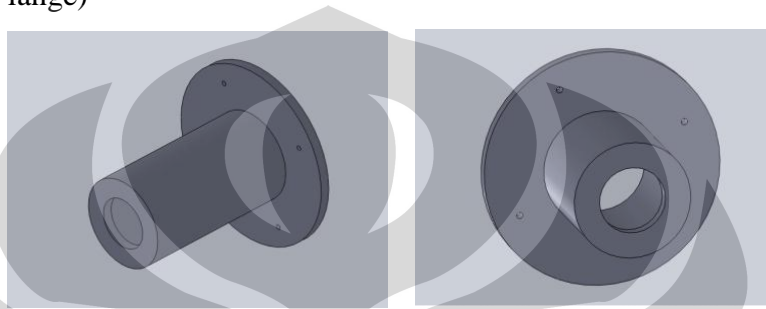
4.1.4. Slubung poros (Stern Tube)



Gambar 4.4 Selubung poros

- Lebar pipa : 106 mm
- Panjang pipa : 520 mm
- Tebal pipa : 10 mm
- Diameter plat : 186 mm
- Tebal plat : 10 mm

4.1.5. flens (Flange)



Gambar 4.5 Flens 1(kiri) dan fLens 2(kanan)

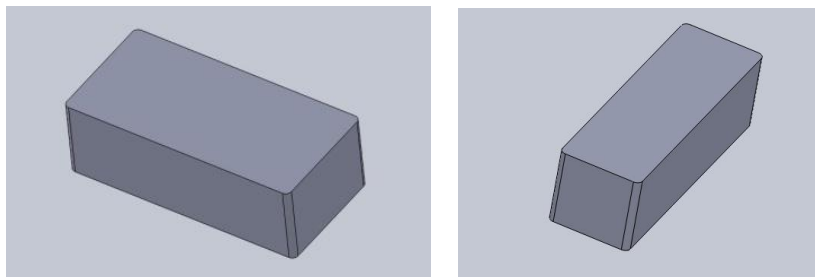
Flens 1

- Diameter pipa : 92 mm
- Panjang pipa : 186 mm
- Diameter plat : 186 mm
- Tebal plat : 10 mm

Flens 2

- Diameter pipa : 92 mm
- Panjang pipa : 110 mm
- Diameter plat : 186 mm
- Tebal plat : 10 mm

4.1.6. Pasak(Key)



Gambar 4.6 Pasak 1(kiri) dan pasak 2(kanan)

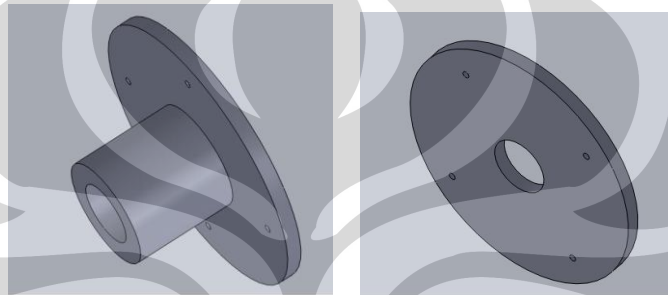
Pasak 1

- ukuran pasak : 12 x 8
- panjang aktif : 25 mm
- bahan pasak : SC5M

Pasak 2

- ukuran pasak : 8 x 7
- panjang aktif : 25 mm

4.1.7. Doubler



Gambar 4.7 Doubler 1(kiri) dan doubler 2(kanan)

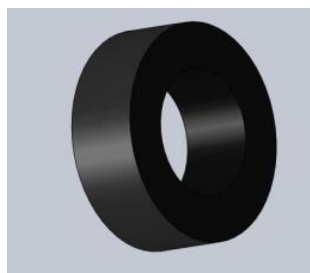
Doubler 1

- Diameter pipa : 92 mm
- Panjang pipa : 110 mm
- Diameter plat : 186 mm
- Tebal plat : 10 mm

Doubler 2

- Diameter plat : 186 mm
- Tebal plat : 10 mm

4.1.8. Asbes seal



Gambar 4.8 Asbes seal

- Diameter dalam : 42 mm
- Diameter Luar : 92 mm
- Panjang : 25 mm

4.1.9. Teflon



Gambar 4.9 Teflon

- Diameter dalam : 42 mm
- Diameter Luar : 92 mm
- Panjang : 25 mm
- Panjang : 25 mm

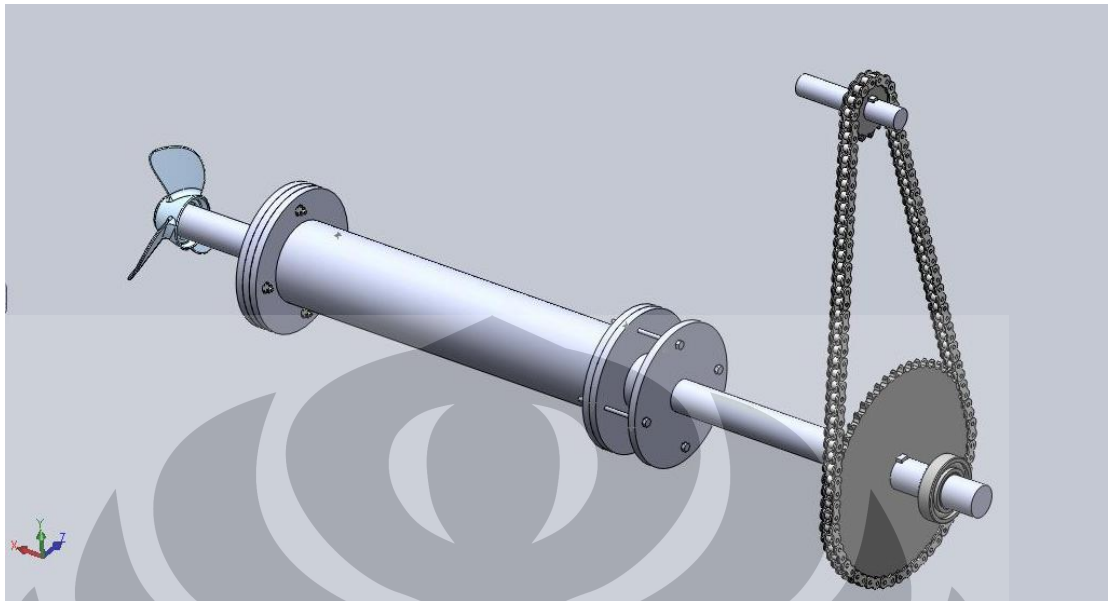
4.1.10. Bearing



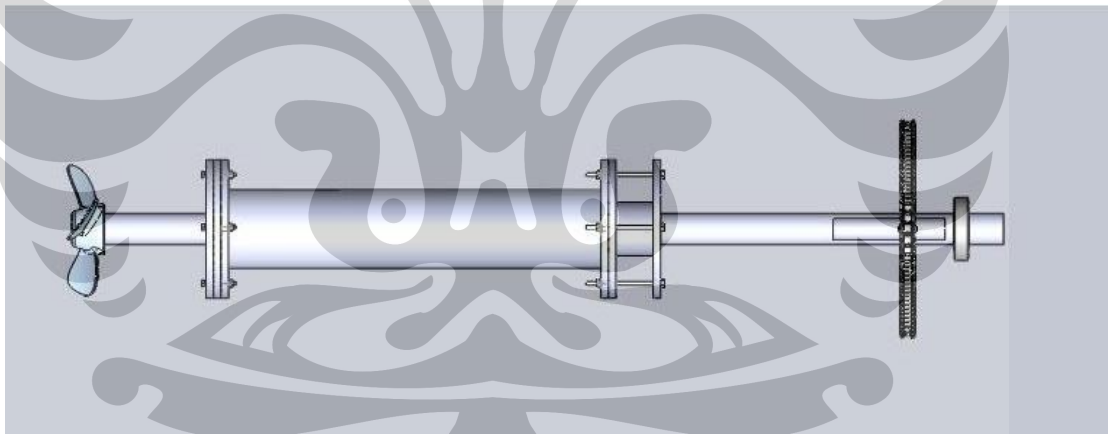
Gambar 4.10 Bearing SKF 6209

- d_b (diameter dalam) : 45 mm
- d_a (diameter luar) : 85 mm
- b_w (tebal bearing) : 19 mm
- L_H (umur bearing) : 15617 j

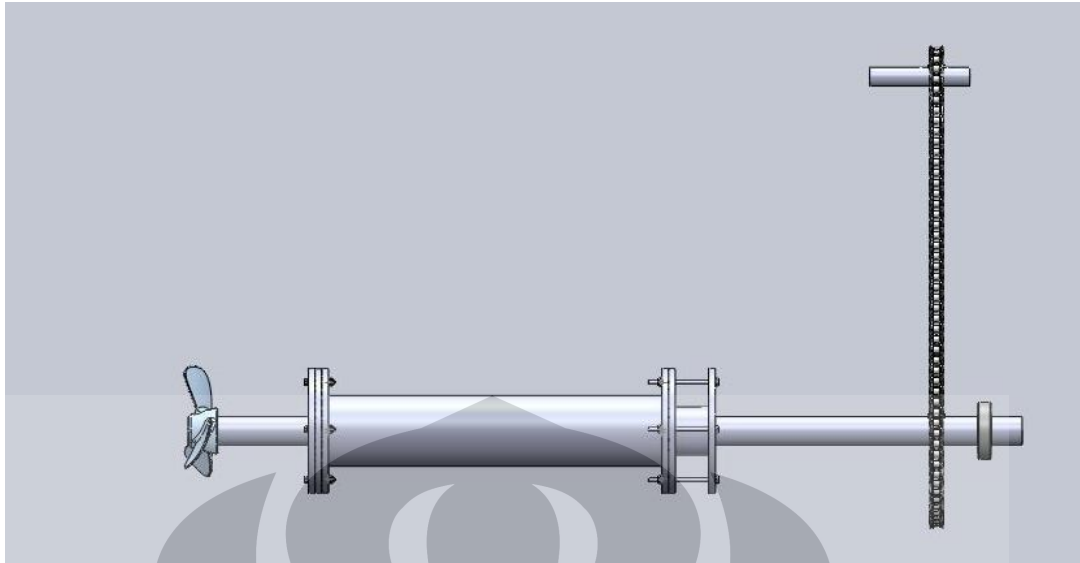
4.1.11. Assembly



Gambar 4.11 Assembly



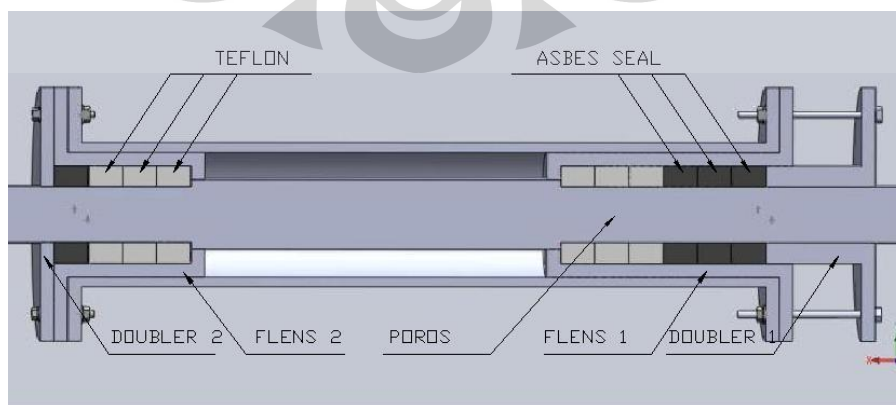
Gambar 4.12 Penampang atas



Gambar 4.13 Penampang samping



Gambar 4.14 Penampang depan(kiri) dan penampang belakang (kanan)



Gambar 4.15 Gambar komponen dalam selubung poros

4.2 Estimasi Harga

Perhitungan biaya bertujuan untuk mengetahui estimasi total biaya yang diperlukan dalam perancangan unit propulsi kapal dengan transmisi rantai. Sumber informasi harga yang di dapat berasal dari riset yang dilakukan penulis di lapangan dan hasil tanya jawab pada orang yang kompeten dalam bidang ini. Berikut hasil estimasi harga untuk pembuatan unit propulsi dengan motor penggerak 20 HP :

Tabel 4.1 Estimasi harga bahan standar

No	Nama item	Jumlah	Ukuran/ Berat	Harga/ satuan	Total Biaya(Rp)
1	Motor Diesel DONGFENG S-110 ;20 HP	1	-	4.500.000	4.500.000
2	Spoket kecil no.50	1	Z15	40.000	40.000
3	Sproket besar no.50	1	Z55	110.000	110.000
4	Rantai no.50	1	NO.50	90.000	90.000
5	Bearing	1	6209	16.000	16.000
6	Pasak	3	SC5M	15.000	45.000
7	Baut	8	M6	1.500	12.000
8	Mur	8	M6	500	4.000
9	Asbes seal (asbestos)	1	t=15mm	250,00	25.000
Jumlah total					Rp. 4.842.000,-

Tabel 4.2 Estimasi harga bahan dan pengerjaan

No	Nama item	Jumlah	Ukuran/ berat(kg)	Harga/ satuan	Ongkos standar pengerjaan	Total Biaya (Rp)
1	Poros	1	13,6	16000	125000	308600
2	Doubler1	1	3,8	9500	25000	70600
3	Doubler2	1	2,2	9500	25000	51400
4	Flens1	1	6,1	9500	25000	98200
5	Flens2	1	4,7	9500	25000	81400
6	Teflon	1	0,85	23000	25000	35200
7	Selubung poros	1	9	16000	40000	148000
Jumlah total						Rp.793.400,-

Jadi total estimasi biaya bahan baku = Rp. 4.842.000,- + Rp. 793.400,-
=Rp5.635.400,-

BAB 5

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan sistem propulsi kapal dengan transmisi rantai ini maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Desain propulsi kapal dengan menggunakan transmisi rantai merupakan salah satu alternatif bagi kaum nelayan dalam meningkatkan produktifitas penangkapan ikan sehari-hari. Sehingga diharapkan dapat memecahkan permasalahan yang di hadapi kaum nelayan serta meningkatkan taraf hidup kaum nelayan khususnya di Indonesia.
- Desain propulsi ini terbilang handal dengan harga sparepart yang murah dan mudah didapat, mudah dalam perawatannya, dan dapat memperluas ruang muat, sehingga hasil tangkapan para nelayan dapat bertambah.
- Sistem propulsi kapal dengan menggunakan transmisi rantai dapat digunakan pada kapal nelayan dengan berbagai tipe lambung, dengan daya motor penggerak antara 10 sampai dengan 20 HP.

meskipun momen puntir merupakan momen terbesar dan penggunaan faktor lenturan (C_b) cukup untuk menghitung kekuatan setiap elemen-elemen yang digabungkan (mounted) dalam perancangan propulsi kapal dengan transmisi rantai ini, ada baiknya penulis menyarankan agar momen lenturan yang terjadi tidak diabaikan demi penyempurnaan perancangan sistem propulsi ini di masa mendatang . Selain itu penambahan konstruksi atau bracket pada lubang poros di buritan, sangat baik untuk menambah kekuatan konstruksi sistem propulsi ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Callister, Jr. William D. 2003. *Materials Science and Engineering an Introduction 6th Edition*. Utah : John Wiley & Sons, Inc.
- Hamrock, Bernard J., Bo O. Jacobson, Steven R. Schmid. 1999. *Fundamentals of Machine Elements*. Ohio : McGraw-Hill.
- Sularso., Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita
- Khurmi, R.S., Gupta, J.K., *a Text Book of Machine Design*. : Eurasia Publishing House (PVT)

