



TUGAS AKHIR - TM 090340

**PERHITUNGAN SISTEM TRANSMISI MESIN ROL PELENGKUNG PIPA
GALVANIS BERDIAMETER 1 ¼ INCH**

**SETYO SUWIDYANTO
NRP 2110 030 006**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MSc
NIP. 19600623 198803 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



Final Project - TM 090340

**CALCULATION ENGINE TRANSMISSION SYSTEM GALVANIZED PIPE
ARCH ROLLER MACHINE DIAMETER OF 1 ¼ INCH**

**SETYO SUWIDYANTO
NRP 2110 030 006**

**Conselor lecturer
Ir. Suhariyanto, MSc.
NIP. 19600623 198803 1 005**

**Diploma III Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya 2014**

PERHITUNGAN SISTEM TRANSMISI MESIN ROL PELENGKUNG PIPA GALVANIS BERDIAMETER 1 ¼ INCH

Nama Mahasiswa : Setyo Suwidyanto
NRP : 2110 030 006
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, Msc

Abstrak

Mesin rol pelengkung pipa adalah mesin yang digunakan untuk melengkungkan pipa atau membuat pipa menjadi setengah lingkaran. Tujuan dari pelengkungan ini umumnya menghasilkan pipa dengan kelengkungan tertentu yang digunakan untuk konstruksi atap bangunan.

Pada umumnya proses pelengkungan ini dilakukan secara manual menggunakan tenaga manusia sehingga kurang efisien. Maka dari itu penulis akan merencanakan sistem transmisi mesin rol pelengkung pipa berdiameter 1 ¼ in menggunakan transmisi kopel dan rantai, kemudian menggunakan motor AC dengan daya sedang yang dikopel langsung ke reducer sehingga menghasilkan putaran rendah, sehingga secara ekonomis meningkatkan efisiensi tenaga dan waktu.

Hasil dari perencanaan dan perhitungan, didapat sistem transmisi pelengkung pipa 1 ¼ in dengan menggunakan daya 1HP dan putaran 1400rpm serta dimensi kopel $\geq 5,5$ mm, kemudian reducer dengan nilai $i=50$. Sprocket dan rantai roll nomer 60 dengan jumlah gigi sprocket kecil dan besar 16T:32T sehingga menghasilkan putaran akhir 14rpm lalu beban pada rantai sebesar 642,6 kgf. Umur bantalan sebesar 1334 jam kerja. Ulir penggerak yang digunakan untuk melengkungkan pipa adalah jenis acme threads dengan sudut 29^o

Kata kunci : mesin pelengkung, pipa

CALCULATION ENGINE TRANSMISSION SYSTEM GALVANIZED PIPE ARCH ROLLER MACHINE

Student Name : Setyo Suwidyanto
NRP : 2110 030 006
Department : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Counselor Lecturer : Ir. Suhariyanto, Msc

Abstract

Pipe arch roller machine is a machine used to bend pipes or made into a semicircular pipe. Purpose of this bending generally produce pipes with certain curvature used for roof construction of the building.

Generally bending process is done manually using human power that is less efficient and therefore in this thesis the author will plan the transmission system bending machine uses pipe 1 ¼ in coupling and transmission chain, then use ac motors with power being coupled directly to the reducer resulting in a low speed, thereby increasing the efficiency of energy economical and time.

The result of planning and calculation, obtained transmission system 1 ¼ in the pipe rollers using 1 HP power and 1400 rpm rotation and coupling dimensions $\geq 5,5$ mm, then reducer with a value of $i = 50$. Roller chain sprocket and number 60 by the number of small and large sprocket gear 16T:32T resulting in a final round of 14rpm then load on the chain of 642,6 kgf. Bearing life by 1334 office hours. Screw driver used to bend pipes is a kind of acme threads with angle 29°

Keyword : arch machine, pipes.

**PERHITUNGAN SISTEM TRANSMISI
MESIN ROL PELENGKUNG PIPA GALVANIS
BERDIAMETER 1 ¼ INCH**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Bidang Studi Teknik Produksi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

SETYO SUWIDYANTO

Nrp. 2110 030 006



Mengetahui / Menyetujui :

I. Suharyanto, MSc
NIP. 19620424 198903 1 005

SURABAYA

2014

Kata Pengantar

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul :

“ PERHITUNGAN SISTEM TRANSMISI MESIN ROL PELENGKUNG PIPA GALVANIS BERDIAMETER 1 ¼ INCH ”

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan di Program Studi D III Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya. Dengan maksud dan tujuan tersebut, maka disusunlah tugas akhir ini. Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini hingga terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah mendukung, membantu dan membimbing dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain :

1. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku dosen pembimbing yang telah banyak memberi arahan dan bimbingan dalam penulisan laporan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Ibu Liza Rusdiana, ST.MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT selaku dosen wali di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS
6. Bapak-bapak Dosen Penguji yang telah memberikan banyak saran dan kritik dalam penyempurnaan dan pengembangan tugas akhir ini.
7. Bapak dan Ibu Dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah mendidik penulis selama perkuliahan

8. Kedua orang tua saya, Bpk. Soewito dan Ibu Kastini, beserta kakak-kakakku tercinta, Setyo Utomo, Dewi Tri Yuni, Setyo Suka Wahyu yang selalu mendukung, mengarahkan dan mendoakan saya hingga saya bisa menjadi seperti ini.
9. Team Tugas Akhir (TTA) yang super sekali, Muhammad Furqaan dan Andi Purbandi terima kasih atas kerjasamanya selama proses perancangan, perhitungan dan perakitan mesin.
10. Kepada Setiadi Wicaksono(Pakde), Ardy chandra (Gondrong), Furqon Ashari(Ewo), Mas Huda, Femi Khoirul W, Varid Ahmad Z, Nur Kholis, Habibi(Nampes), Hagee (Dorang), Alif, Okta(Kicek), Ferdi(Komeng), David, Rozik, Fallah, Ujik, Makruss, Satrio09(Bangsat) serta dulur-dulur D3MITS khususnya angkatan 2010, terima kasih atas motivasi, kebersamaan, dan kerjasama kita selama (3th) ini. Maaars-On !!! Vivaat !!!
11. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang telah memberikan bantuannya sehingga laporan tugas akhir ini bisa terselesaikan.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih banyak kekurangan baik menyangkut isi maupun tata bahasa yang terdapat di dalamnya. Namun hal tersebut bukanlah sesuatu yang disengaja, melainkan karena kekhilafan dan keterbatasan pengetahuan yang dimiliki oleh penulis.

Akhir kata, penulis banyak berharap semoga penyusunan Laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dan memberikan kontribusi nyata bagi pembaca dan kita semua. Amien ya Robb.

Surabaya, Februari 2014

Penulis

DAFTAR ISI

COVER	
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAKSI.....	iii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat Penelitian	2
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Metode Penelitian	3
1.7 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI.....	7
2.1 Proses pengerolan.....	7
2.2 Proses bending	7
2.2.1 Macam- macam proses bending.....	8
2.3 Perencanaan Bantalan.....	9
2.3.1 Klasifikasi Bearing	10
2.3.2 Macam-macam Rolling Bearing.....	12
2.3.3 Menghitung gesekan dan umur Bearing.....	13
2.4 Perencanaan Kopling.....	16
2.4.1 Macam-macam Kopling	17
2.4.2 Perhitungan Kopling.....	18
2.5 Transmisi dengan Gearbox	19
2.5.1 Macam-macam Gearbox	21

2.5.2	Komponen utama Gearbox	21
2.6	Perencanaan Rantai dan Sprocket	22
2.6.1	Jenis Rantai	23
2.6.2	Ukuran Rantai	24
2.6.3	Diameter dan jumlah gigi Sprocket	25
2.6.4	Kecepatan Rantai	25
2.6.5	Panjang Rantai	26
2.7	Ulir Penggerak	27
2.7.1	Bentuk ulir penggerak	27
2.7.2	Acme thread	28
2.7.3	Stub acme threads	29
2.7.4	Ulir 60 stub acme	30
2.7.5	Modified square thread	31
2.7.6	Butress thread	31
2.7.7	Terminologi and standart	33
2.7.8	Parameter utama screw	33
2.7.9	Koefisien gesek	34
2.7.10	Analisa tegangan	35
BAB III METODOLOGI		39
3.1	Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir	39
3.2	Tahap pengerjaan Tugas Akhir	41
3.3	Prinsip kerja	44
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN		49
4.1	Perencanaan putaran	49
4.2	Perencanaan Rantai	50
4.2.1	Rasio Gearbox	52
4.2.2	Menghitung Jumlah gigi sprocket besar	52
4.2.3	Menentukan panjang Rantai	52
4.2.4	Menentukan Kecepatan Rantai	53
4.2.5	Menghitung beban pada Rantai	53
4.2.6	Menentukan torsi	54
4.3	Perencanaan Bantalan	55
4.3.1	Menghitung umur Bantalan	55

4.4	Perhitungan lebar gigi pada Kopling.....	58
4.5	Perhitungan Ulir penggerak	60
	4.5.1 Analisa tegangan	61
4.6	Prototype Mesin Rol Pelengkung.....	65
	4.6.1 Prinsip kerja.....	66
	4.6.2 Hasil uji	66

BAB V KESIMPULAN..... 67

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Harga koefisien gesek pada bearing.....	13
Tabel 2.2 Ball bearing service factor.....	16
Tabel 2.3 Ukuran umum rantai rol	24
Tabel 2.4 Acme threads dimension	29
Tabel 2.5 Ansi stub acme dimension.....	30
Tabel 2.6 Ansi butress thread	32
Tabel 2.7 Koefisien gesek	35
Tabel 4.1 Tabel nomer rantai	54

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Karakteristik proses bending	8
Gambar 2.2 Konstruksi poros dengan bearing	10
Gambar 2.3 Bearing sebagai penyangga poros	10
Gambar 2.4 Journal bearing dan ketebalan minyak	11
Gambar 2.5 Rolling bearing	11
Gambar 2.6 Kopling flens	18
Gambar 2.7 Clutch	18
Gambar 2.8 Kopling yang digunakan.....	19
Gambar 2.9 Susunan roda gigi dalam gearbox.....	20
Gambar 2.10 Tipe gearbox	21
Gambar 2.11 Komponen rantai rol.....	23
Gambar 2.12 Konstruksi silent chain	24
Gambar 2.13 Ulir penggerak pada mesin manual	27
Gambar 2.14 Acme threads	28
Gambar 2.15 Stub acme	29
Gambar 2.16 Ulir 60.....	30
Gambar 2.17 Square thread.....	31
Gambar 2.18 Butress thread	32
Gambar 2.19 Terminologi geometri ulir	33
Gambar 2.20 Single double and triple thread.....	34
Gambar 2.21 Tegangan bearing	36
Gambar 3.1 Diagram alir pengerjaan tugas akhir.....	40
Gambar 3.2 Flow chart pemilihan rantai rol	41
Gambar 3.3 Sket mesin rol pelengkung pipa.....	44
Gambar 3.4 Posisi awal pelengkungan.....	45
Gambar 3.5 Pipa berada diatas roler 1 dan 3.....	45
Gambar 3.6 Penekan diturunkan sampai menyentuh	46
Gambar 4.1 Skema putaran	49
Gambar 4.2 Grafik perencanaan putaran.....	50
Gambar 4.3 Skema rantai	51
Gambar 4.4 Diagram pemilihan rantai	51
Gambar 4.5 Free body diagram.....	56
Gambar 4.6 Sket kopling.....	58

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di era jaman yang mulai berkembang pesat, kebutuhan mesin rol pelengkung pipa dalam bidang industri sangat luas. Mesin rol pelengkung pipa ini mampu digunakan untuk melengkungkan pipa berdiameter 1 hingga 3 inch dengan nilai radius minimum yang beragam. Pipa yang dihasilkan dari proses pelengkungan ini digunakan untuk konstruksi atap bangunan. Penyebab gagalnya proses pelengkungan biasanya dikarenakan konstruksi yang kurang kuat yaitu pada bagian pengelasan dan perencanaan pada sistem transmisi.

Semakin ketatnya persaingan dalam dunia industri, semua pekerjaan dituntut semakin cepat dan tepat. Salah satunya adalah proses pelengkungan pipa, pada umumnya proses pelengkungan dibengkel-bengkel masih dilakukan secara manual dan tidak disertakan sistem transmisi yang baik sehingga proses menjadi lama. Mesin rol pelengkung pipa dengan sistem manual ini sangat tidak dianjurkan untuk digunakan dalam bidang industri dikarenakan mesin ini direncanakan seadanya tanpa melalui perhitungan dan perencanaan yang tepat. Proses manual ini sangat tidak efektif dan efisien karena waktu serta tenaga yang dibutuhkan banyak namun hasil pipa yang dihasilkan sedikit. Melihat adanya peluang tersebut, maka mesin yang tadinya manual akan diinovasi menjadi mesin rol pelengkung pipa yang menggunakan sistem transmisi yang digerakan oleh motor dengan kapasitas daya 1 pk. Mesin rol pelengkung pipa ini dirancang untuk memenuhi kebutuhan industri yang membutuhkan pipa dengan bentuk melengkung.

Dengan adanya mesin yang tepat guna ini, maka pipa yang dihasilkan lebih baik dari segi kualitas maupun kuantitas karena memiliki standart yang tepat dari proses perencanaan yang disesuaikan dengan keinginan pasar dan bernilai jual tinggi. Guna

tercapainya kemajuan dan perkembangan dalam dunia industri itu sendiri.

1.2 Perumusan Masalah

Dari uraian diatas, permasalahan yang muncul pada penelitian ini adalah :

1. Bagaimana cara merencanakan dan menghitung transmisi rantai pada mesin rol pelengkung pipa.
2. Bagaimana cara menghitung elemen mesin yang meliputi : bearing, kopel dan ulir penggerak.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mampu menghitung elemen mesin yang digunakan pada komponen utama transmisi dan komponen penunjang mesin rol pelengkung pipa.
2. Membantu industri kecil di bidang konstruksi untuk meningkatkan kapasitas produksi pipa melengkung yang dihasilkan.

1.4 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh:

1. Bagi Mahasiswa
Merupakan implementasi ilmu yang telah diberikan selama duduk dibangku kuliah, sebagai tolak ukur kompetensi mahasiswa untuk meraih gelar ahli madya.
2. Bagi Dunia Industri
Memacu masyarakat untuk berpikir secara dinamis dalam memanfaatkan teknologi tepat guna dalam kehidupan sehari-hari.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas, maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Getaran yang terjadi selama proses kerja sistem tidak mempengaruhi proses pemesinan.
2. Pipa yang digunakan dalam perhitungan adalah pipa galvanis dengan diameter 1/1/4".
3. Komponen listrik tidak dibahas.
4. kekuatan rangka mesin macam sambungan (sambungan las) diasumsikan aman untuk proses pengerolan.
5. Komponen mur dan baut tidak dibahas.

1.6 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan penulis untuk mencapai tujuan penelitian dari Tugas Akhir ini adalah :

1. Studi Literatur

Dasar-dasar pengetahuan mengenai tema dari tugas akhir ini, dilakukan dengan observasi, konsultasi dengan beberapa dosen D3 Teknik Mesin FTI-ITS, dan mencari referensi pada buku, makalah, serta jurnal-jurnal yang berhubungan dengan elemen mesin pada mesin rol pelengkung pipa.

2. Perhitungan dan Perencanaan

Perhitungan ini dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan dan perencanaan, sehingga dapat diketahui mekanisme kerja yang diijinkan agar mesin rol pelengkung pipa ini aman dan efisien dalam pengoperasiannya.

3. Analisa Hasil

Analisa dapat dilakukan dengan pengujian pipa pada mesin rol pelengkung pipa. Dari hasil analisa ini akan

diperoleh data-data yang nantinya dapat dipergunakan sebagai perbandingan terhadap mesin rol pelengkung pipa manual serta menunjang perhitungan dan perencanaan transmisi.

4. Kesimpulan

Kesimpulan diperoleh hasil perhitungan dan hasil analisa data yang telah dilakukan. Kesimpulan ini merupakan akhir dari perancangan tugas akhir ini.

1.7 Sistematika Penulisan

Laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini akan membahas mengenai latar belakang, permasalahan, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi teori-teori yang menunjang pelaksanaan penelitian, perhitungan dan pemecahan masalah yang berguna untuk analisa data yang telah diperoleh.

BAB III METODOLOGI

Bab ini membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahapan-tahapan perhitungan elemen mesin dan juga prinsip kerja mesin rol pelengkung pipa.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dibahas perencanaan dan perhitungan transmisi pada mesin rol pelengkung pipa.

BAB V KESIMPULAN

Bab Kesimpulan menyatakan pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan pada bab-bab sebelumnya

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar penunjang perencanaan dan perhitungan sistem transmisi pada mesin rol pelengkung pipa yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin. Sistem transmisi mesin rol pelengkung pipa ini meliputi komponen utama yaitu transmisi rantai, kemudian komponen penunjang seperti bantalan, roda gigi, kopling dan ulir penggerak.

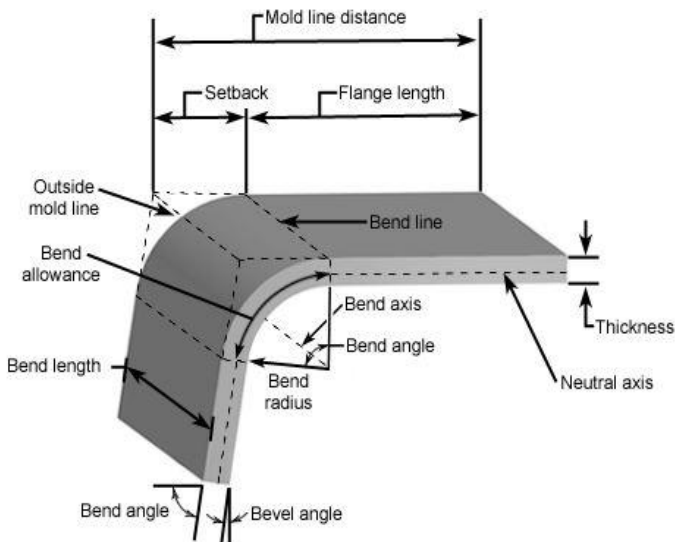
2.1 Proses Pengerollan (rolling)

Rolling merupakan proses penipisan atau perubahan penampang lintang pada benda kerja akibat gaya tekan. Rolling hampir 90% digunakan pada proses pengerjaan logam. Dasar operasi rolling adalah flat rolling atau simply rolling yang menghasilkan flat plate dan sheet. Ada banyak versi atau klasifikasi didalam proses perubahan bentuk, diantaranya bisa berdasarkan pada pengaturan atau susunan roll-roll didalam penggilingan yang berdasarkan pada pengaturan bidang secara berurutan. Pada penggilingan satu tingkat adalah klasifikasi penggilingan yang pertama dan yang paling sederhana, tetapi hal ini cenderung mempunyai tingkat produksi yang rendah sebab memerlukan waktu yang relatif lama untuk mengembalikan putaran roll ke posisi semula, sehingga pada perkembangannya memunculkan penggilingan dua tingkat dengan dua arah berlawanan yang memungkinkan roll untuk berputar berbalik arah.

2.2 Proses Bending

Proses bending adalah proses perubahan bentuk logam secara plastis dengan cara penekanan dan tarik lewat roll penjepit dan pembentuk (*Die*) dimana bentuk yang tadinya lurus menjadi lengkungan. Pengerjaan ini banyak digunakan pada proses pengerjaan logam khususnya pada pengerjaan

dingin logam (*metal cold working*). Bending tidak hanya digunakan untuk membentuk tetapi juga memberikan kekakuan dengan menaikkan momen inersia. Terminologi yang digunakan dalam proses bending pada gambar 2.1 yaitu permukaan luar mengalami tegangan tarik, sedangkan permukaan dalam mengalami tegangan dalam karena poisson ratio, pada lebar benda kerja (dimensi L) pada bagian luar kecil, untuk bagian dalam lebih besar daripada lebar mula-mula, bend allowance merupakan panjang sumbu netral dan digunakan untuk menentukan panjang benda kerja hasil proses bending. Walaupun begitu posisi sumbu netral tergantung pada radius dan sudut bending.



Gambar 2.1 Karakteristik proses bending

2.2.1 Macam – macam proses bengkok (bending)

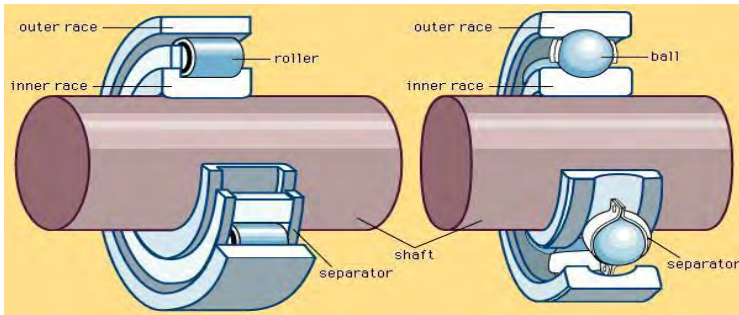
Proses bending dapat dibagi menjadi 5 bagian:

- **Angle Bending**
Digunakan untuk membuat lengkungan dengan sudut sampai kurang lebih 150° pada lembaran logam.
- **Roll Bending**
Biasanya digunakan untuk membentuk silinder. Bentuk-bentuk lengkungan atau lingkaran dari pelat logam.
- **Roll Forming**
Proses ini digunakan untuk membuat bentuk-bentuk kompleks dengan bahan dasar lembaran logam. Tebal bahan sebelum maupun sesudah proses pembentukan tidak mengalami perubahan posisi, roll dipasang sejajar dan prosesnya berjalan continue.
- **Seaming**
Operasi bending yang digunakan untuk menyambung ujung lembaran logam sehingga membentuk benda kerja seperti kaleng, drum, ember, dsb. Sambungan dibentuk dengan rol-rol kecil yang disusun secara be urutan.
- **Straightening**
Merupakan proses yang berlawanan dengan bending, digunakan untuk meluruskan lembaran logam. Pada umumnya straightening dilaksanakan sebelum benda kerja dibending. Proses ini menggunakan rol-rol yang dipasang sejajar dengan ketinggian sumbu rol yang berbeda.

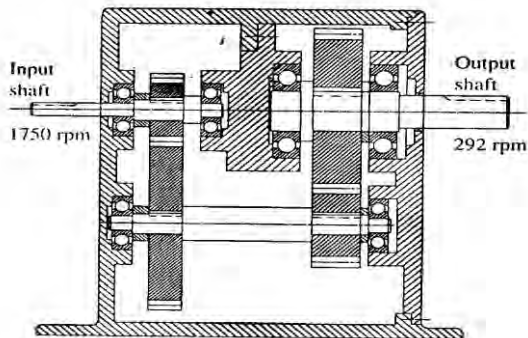
2.3 Perencanaan Bantalan (Bearing)

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Bearing harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja

sebagaimana semestinya. Konstruksi antara poros dengan bearing dapat dilihat pada *Gambar 2.2* sedangkan kedudukan bearing dalam sebuah mesin dapat dilihat pada *Gambar 2.3*. Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (rolling bearing) karena bantalan ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar.



Gambar 2.2 Kontruksi poros dengan bearing

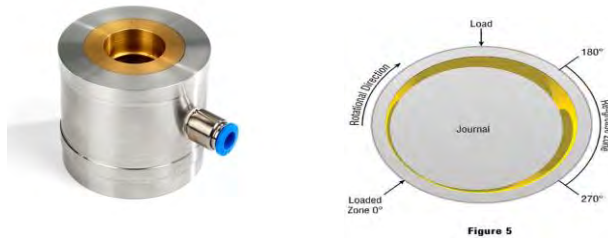


Gambar 2.3 Bearing sebagai penyangga poros pada sebuah reducer

2.3.1 Klasifikasi Bearing

Bearing secara garis besarnya dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu : Journal Bearing dan Rolling Bearing.

- **Journal Bearing (Bantalan Luncur).** Pada bearing ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan bearing yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.



Gambar 2.4 Journal Bearing dan ketebalan minyak pelumas

- **Rolling Bearing (Bantalan Gelinding).** Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam pada bearing, bagian yang berputar tersebut adalah : bola, silindris dan jarum, antara poros dan bearing tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.5 Rolling bearing (ball bearing)

2.3.2 Macam-macam Rolling Bearing

1. Radial Ball Bearing (bantalan gelinding bola radial)

- **Deep Groove Ball Bearing.** Semula bearing ini dimaksudkan untuk menahan beban radial, tetapi dengan adanya alur yang dalam, sehingga penempatan bolanya dapat lebih dalam, maka ternyata sanggup juga menerima beban aksial (thrust). Kemampuan menerima beban aksial dapat mencapai 70 % dari beban radialnya.
- **Self Aligning Internal dan Self Aligning External Ball Bearing.** Bearing ini mempunyai kemampuan menyesuaikan diri bila terjadi ketidaksesuaian atau ketidaksempurnaan antara sumbu poros dengan sumbu bearing akibat adanya defleksi poros atau perubahan pondasi.
- **Double Row Ball Bearing.** Bearing ini mempunyai bola dua deret, yang bertujuan menaikkan kemampuan untuk mendukung beban radial maupun aksial.

2. Angular Contact Ball Bearing

(bantalan gelinding bola radial kontak menyudut). Bearing ini secara umum mempunyai dua kategori yaitu dengan kemampuan menerima beban aksial satu arah saja, dan kemampuan menerima beban aksial dua arah. (One directional and two directional angular contact ball bearing).

3. Thrust Ball Bearing (bantalan gelinding bola aksial).

- One directional flat race
- One directional grooved race

4. Roller Bearing (bantalan gelinding dengan rol).

Bearing dengan rol ini, mempunyai kegunaan yang sama seperti bearing dengan bola, tetapi bearing ini dapat menerima beban radial yang lebih besar (dalam ukuran yang sama). Hal ini dimungkinkan karena kontak antara rol dengan ring lebih besar yaitu berupa garis, tidak

berupa titik seperti pada ball bearing. Sebagian besar dari jenis ini, tidak dapat menerima beban aksial, kecuali bearing dengan rol bola (spherical) dan rol turus (taper). Tipe bearing ini dibagi dalam 4 jenis, yaitu :

1. Cylindrical Roller Bearing (bearing gelinding rol silinder)
2. Needle Roller Bearing (bearing gelinding rol jarum)
3. Tapered Roller Bearing (bearing gelinding rol tirus)
4. Spherical Roller Bearing (bearing gelinding rol lengkung)

2.3.3 Menghitung Gesekan dan Umur Rolling Bearing

- **Gesekan pada Rolling Bearing.** Walaupun Rolling Bearing disebut bearing anti gesekan (*anti friction bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada *Tabel 2.1.* yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian bertahun-tahun.

Tabel 2.1. Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

(Sumber : *Deutschman, 1975 : 482*)

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus : (Sumber : *Deutschman, 1975 : 482*)

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63.025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \dots\dots\dots(2-1)$$

Dimana:

f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP

T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing, lbf

f = Koefisien gesek

- **Umur Bearing.** Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \dots\dots\dots(2-2)$$

Dimana :

L_{10h} = Umur bearing, jam-kerja

C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table) ,lbf

n = putaran poros, rpm

P = Beban Ekuivalen (equivalent load)

b = konstanta yang tergantung tipe beban ($b = 3$ untuk ball bearing dan $b = 3,33$ untuk rolling bearing)

- **Menghitung Beban.** Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan

memberi umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots \dots \dots (2-3)$$

Dimana :

P = beban ekuivalen, lbf

F_r = beban radial, lbf

F_a = beban aksial, lbf

V = faktor putaran (konstan) bernilai :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah berikut :

1. Cari terlebih dahulu harga : $i \cdot F_a / C_o$
 i = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e .
3. Cari harga: $F_a / (V \cdot F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan : $F_a / (V \cdot F_r) < e$ atau $F_a / (V \cdot F_r) = e$ atau $F_a / (V \cdot F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan

didapatkan harga X dan Y dari kolom : $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing) , bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.

5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi
Bila faktor beban kejut dimasukan maka persamaan (2-5) akan menjadi:

$$P = F_s(V.X.F_r + Y.F_a) \dots \dots \dots (2-4)$$

Dimana : F_s = konstanta kondisi beban,dapat dilihat pada *Tabel 2.2*.

Tabel 2.2. Ball bearing service factors, F_s

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

2.4 Perencanaan Kopling

Kopling adalah alat yang digunakan untuk menghubungkan dua poros pada kedua unjungnya dengan tujuan untuk mentransmisikan daya mekanis. Kopling biasanya tidak mengizinkan pemisahan antara dua poros ketika beroperasi, namun saat ini ada kopling yang memiliki

torsi yang dibatasi sehingga dapat slip atau terputus ketika batas torsi dilewati. Tujuan utama dari kopling adalah menyatukan dua bagian yang dapat berputar. Dengan pemilihan, pemasangan, dan perawatan yang teliti, performa kopling bisa maksimal, kehilangan daya bisa minimum, dan biaya perawatan bisa diperkecil. Manfaat kopling dalam permesinan:

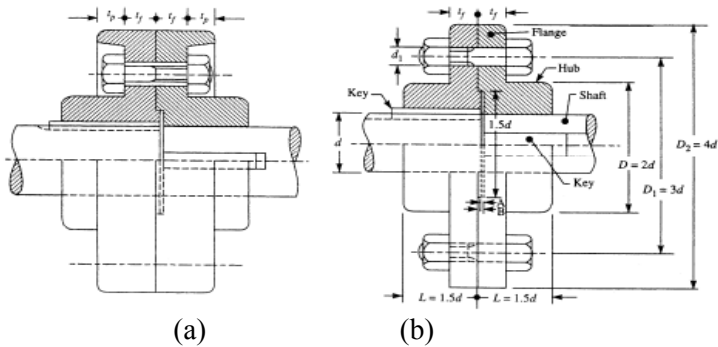
- Untuk menghubungkan dua unit poros yang dibuat secara terpisah. Kopling mampu memisahkan dan menyambung dua poros untuk kebutuhan perbaikan dan penggantian komponen.
- Untuk mendapatkan fleksibilitas mekani, terutama pada dua poros yang tidak berada pada satu aksis.
- Untuk mengurangi shock load dari satu poros ke poros yang lain
- Untuk menghindari beban kerja berlebih.
- Untuk mengurangi karakteristik getaran dari dua poros yang berputar.

2.4.1 Macam macam kopling

Secara garis besar kopling dikelompokkan menjadi :

- Kopling Permanen

Kopling permanen digunakan untuk hubungan poros secara permanen yaitu setelah dihubungkan menjadi satu kesatuan tidak dapat di lepas dalam keadaan jalan atau berputar. Dibawah ini :



Gambar 2.6 Kopling flens (a) kopling flens protected. (b) kopling flens unprotected

- Kopling Tidak Tetap

Kopling tidak tetap atau clutch adalah suatu mekanisme pemindah tenaga dapat dipindah dilepas. Dimana kedua poros yang dihubungkan dalam keadaan relatif berputar. Dalam pengoperasiannya kedua poros yang dihubungkan harus dalam posisi lurus.



Gambar 2.7 Clutch

2.4.2 Perhitungan Kopling

Pada kontruksi alat ini memakai kopling bertipe ruber copling. Keuntungan dari tipe kopling ini adalah tidak mudah slip, timbulnya panas sangat kecil karena tidak terdapat bagian yang bergesekan, kemampuannya besar dengan biaya

kecil. Tetapi kerugian dari tipe ini adalah tidak baik untuk putaran yang tinggi, adanya beban kejut pada sembarang kecepatan tidak menghasilkan kerja yang baik.



Gambar 2.8 kopling yang digunakan

Untuk menghitung tegangan geser yang terjadi pada kopling tipe ini dapat menggunakan rumus :

$$\sigma_c = \frac{F}{Z \cdot l \cdot W} \geq \frac{k_s \text{ Syp}}{sf} \dots \dots \dots (2 - 5)$$

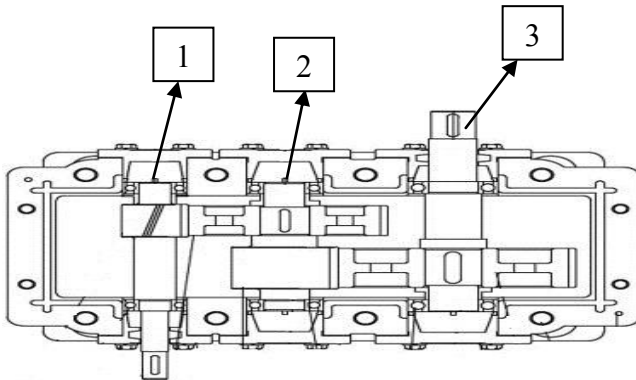
Dimana :

- σ_c = tegangan tarik/kompresi
- Z = jumlah gigi
- sf = factor keamanan
- syp = tegangan yield point bahan
- k_s = factor konversi ke tarik = 0,7
- F = gaya yang bekerja pada satu gigi
- l = panjang pada gigi
- W = lebar pada gigi

2.5 Transimi dengan roda gigi (Gearbox)

Gear box merupakan suatu peralatan yang dipergunakan dalam menggerakkan mesin camshaft pada putaran tertentu. Gear box berfungsi mengubah torsi dan kecepatan yang dihasilkan motor penggerak. Gearbox bekerja dengan cara

mengurangi besar putaran atau dengan menambah putaran yang berasal dari motor. Untuk lebih jelasnya di gambarkan dalam bagian di bawah ini



Keterangan :

- 1) High speed gear
- 2) Intermediet gear
- 3) Low speed gear

Gambar 2.9 Susunan roda gigi dalam gearbox

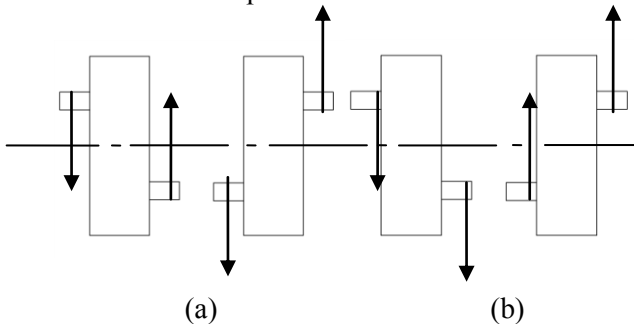
Roda gigi dapat berbentuk silinder atau kerucut. Transmisi roda gigi mempunyai keuntungan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi, disamping karena ketelitiannya juga karena dalam pemiliharaanya tidak butuh perlakuan yang rumit. Perawatan gearbox hanya memputuhkan pelumasan yang cukup dan pembersihan komponen yang rumit. Dan faktor-faktor lain yang menyebabkan dipilihnya gearbox. Ciri-cirnya antara lain :

- Kecepatan putaran beban tergantung perbandingan dari diameter roda giginya.
- Arah putaranya tergantung susunan roda giginya.

- Dapat melayani satu atau lebih dari satu mesin yang berkerja.
- Cocok untuk beban dengan kopel mula yang besar.
- Cocok untuk putaran sedang dan rendah.

2.5.1 Macam-macam Gearbox

Gearbox yang digunakan dalam aplikasi di lapangan ada bermacam-macam tipe dan desain :



Gambar 2.10 tipe gearbox (a) SEN SDN. (b) SZN SVN

2.5.2 Komponen utama gearbox

Gearbox mempunyai beberapa komponen pendukung yang menyebabkan gearbox dapat bekerja secara optimal. Komponen-komponen tersebut antara lain:

- 1) Rumah gearbox
Rumah-rumah gear terdiri dari dua potongan dan terbuat dari besi cor yang didesain dengan torsi yang kaku dan memberikan bentuk juga karakteristik getaran dan temperatur. Rumah-rumah dilengkapi dengan dimensi yang mudah diangkat juga penutup untuk inspeksi.
- 2) Komponen gigi
Unit komponen roda gigi terbuat dari baja sepuhan atau baja dengan lapisan keras. Dengan kemiringan dan tingkatan gear yang berhubungan. Level getaran dari

unit gear diminimalisir sekecil mungkin dapat manfaat untuk menjaga kualitas sistem roda gigi. Roda gigi disatukan pada poros dengan perantara yang pas dan tekanan paralel.

- 3) Sistem pelumasan
Sistem pelumasan ini berguna untuk menjaga agar gearbox tidak macet karena kekurangan pelumas. Pelumas juga berfungsi untuk menjaga agar komponen dari gearbox tidak aus dan keropos karena oksidasi.

2.6 Perencanaan Rantai dan Sprocket

Rantai atau Chain merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya (power Transmission). Penggunaan Rantai mempunyai keuntungan, kerugian dan dasar pemikiran sebagai berikut :

- Keuntungannya: mampu meneruskan daya besar, tidak perlu tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah memasangnya.
- Kerugiannya: timbul suara dan getaran (karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sprocket), adanya perpanjangan, tidak baik untuk kecepatan tinggi, adanya variasi kecepatan karena lintasan busur pada sprocket yang mengait mata rantai. Karena kekurangan-kekurangan ini maka rantai tidak dipakai untuk kecepatan tinggi, kecepatan hanya sampai 600 m/min untuk rantai rol, sedangkan untuk kecepatan yang lebih tinggi dipakai silent chain. Dasar pemikiran menggunakan Rantai :

1. Perbandingan putaran tetap.
2. Tidak terjadi slip dan rangkaian.
3. Dapat digunakan untuk beban yang tinggi ($F_{rantai} < 43.000 \text{ kg}$).
4. Jarak kedua poros dapat lebih jauh.

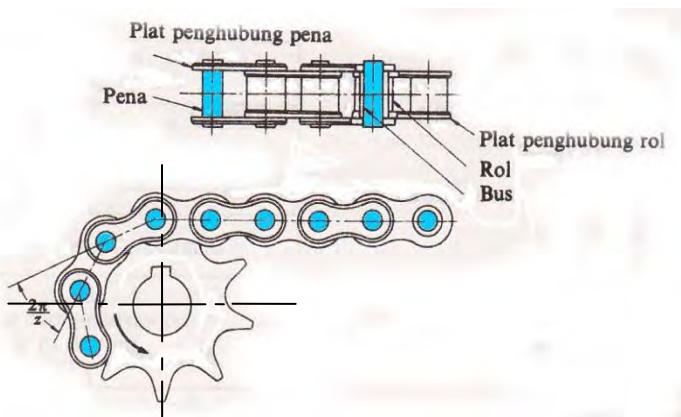
5. Dapat mencapai umur yang panjang.
6. Mampu menggerakkan beberapa mekanisme dengan satu penggerak.
7. Efisiensi cukup tinggi (98 %).

2.6.1 Jenis / Tipe Rantai

Secara garis besar Rantai dapat dibagi atas 2 jenis, yaitu :

- **Roller Chain atau Rantai Rol**

Rantai mengkait pada sprocket dan meneruskan daya tanpa slip, jadi menjamin perbandingan putaran yang tetap, mempunyai komponen utama : pena, bus, rol dan plat mata rantai seperti terlihat pada Gambar 2.11.

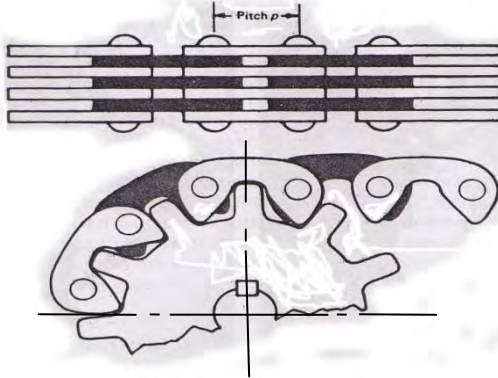


Gambar 2.11 Komponen-komponen Rantai Rol

- **Silent Chain atau Rantai Gigi**

Rantai ini lebih halus (tidak berisik) sehingga sering disebut Silent chain, bahannya terbuat dari baja, sedang sproketnya terbuat dari baja (untuk ukuran kecil) dan besi tuang (cast iron) untuk ukuran besar, dapat meningkatkan kecepatan yang lebih tinggi. Komponennya terdiri dari : plat-plat berprofil roda gigi dan pena berbentuk bulan

sabit yang disebut sambungan kunci. Mempunyai pitch (p) jarak antar sumbu pen = $3/8$ s/d $1,5$ inc.
 Untuk $p = 3/8$ inc. lebarnya : $0,5$ s/d 4 inc.
 Untuk $p = 1,5$ inc. lebarnya : 3 s/d 16 inc.



Gambar 2.12 Kontruksi Silent Chain

2.6.2 Ukuran Rantai

Rantai mempunyai nomor yang disebut Nomor Rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti : jarak-bagi (p) diameter rol (R), lebar roll (W) dsb., dan ukuran khusus seperti : panjang pena, batas kekuatan tarik, dsb.

Tabel 2.3 Ukuran Umum rantai rol (*ukuran mm*)

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal	Lebar	Lebar	
				T	H	h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

(Sumber : Sularso, 2004)

2.6.3 Diameter dan Jumlah Gigi Sproket

Besarnya diameter dan jumlah gigi sprocket sangat ditentukan oleh perubahan putaran yang diinginkan, sehingga sebelum menggunakan rumus-rumus rantai, menggunakan dulu rumus umum perbandingan kecepatan.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2} \dots\dots\dots(2-6)$$

Dimana : Pitch = p (inc)

Sudut pitch = γ

Diameter sproket = D (inc)

Jumlah gigi = Nt

Maka berdasarkan segitiga antara sproket dan rantainya dapat dinyatakan :

$$D = \frac{p}{\text{Sin}\left(\frac{180}{Nt}\right)} \text{ karena } \gamma = \frac{360}{Nt} \dots\dots\dots(2-7)$$

2.6.4 Kecepatan Rantai

Kecepatan rantai biasanya dartikan sebagai jumlah panjang (feet) yg masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (min), sehinga dapat dinyatakan :

$$v = \frac{\pi.D.n}{12} = \frac{Nt.p.n}{12} \dots\dots\dots(2-8)$$

Dimana : D = diameter sproket, in

v = kecepatan, ft/min

2.6.5 Panjang Rantai

Jarak sumbu poros yang ideal adalah antara $C = (30 \text{ s/d } 50) p$, untuk beban yang berfluktuasi jarak tersebut harus dikurangi samapai menjadi $20p$. Panjang rantai yg diperlukan dapat dihitung berdasarkan jumlah pitch (L/p) , secara pendekatan dapat dicari dengan persamaan :

$$L = p \cdot \left(\frac{2 \cdot C}{p} + \frac{N_{t1} + N_{t2}}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right) \dots\dots(2-9)$$

2.6.6 Gaya Pada Rantai

Besarnya gaya pada rantai dapat dipeoleh dari persamaan :

$$T_1 = F \cdot r_1 \text{ atau } T_2 = F \cdot r_2 \dots\dots(2-10)$$

Dimana : F = gaya pada rantai
 R = jari-jari sproket.

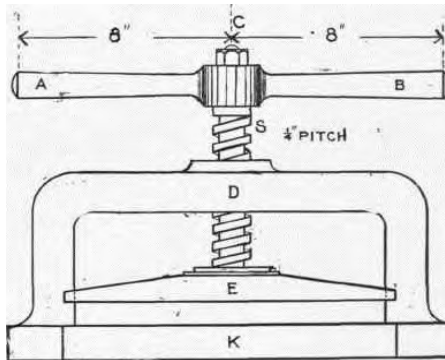
Merupakan beban atau gaya yang bekerja pada satu rantai (kg), yang dapat dihitung seperti pada belt, yang dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots(2-11)$$

Pada rantai tidak ada gaya F_1 dan F_2 seperti halnya pada belt, yang ada haya F yaitu gaya pada sisi yang kencang, sedang pada sisi yang kendur dianggap sama dengan nol, karena nilainya berbeda jauh dengan sisi yang kencang.

2.7 Ulir Penggerak (power screw)

Ulir penggerak digunakan untuk meneruskan gerakan secara halus dan merata, disamping itu juga untuk menghasilkan gerakan linier yang berasal dari gerakan rotasi (memutar). Kinematika ulir penggerak sama dengan baut dan mur, bedanya terletak pada bentuk geometrisnya. Ulir penggerak mempunyai geometris yang aplikasinya menghasilkan gerakan oleh karena itu termasuk alat penggerak (*motion devices*), sedangkan mur-baut mempunyai geometris yang aplikasinya sebagai pengikat dua bagian benda (*as fastening devices*).



Gambar 2.13 Ulir penggerak pada mesin pres manual

Secara umum ulir penggerak mempunyai efisiensi antara 30 s/d 75 %, tergantung pada sudut helix dan koefisien gesek antara ulir pada batang dengan ulir pada mur. Bila diinginkan efisiensinya naik sampai 90%, maka digunakan sistem ulir “*ball screw*”, system ini biasa dipakai untuk mekanisme steer mobil (*the steering mechanism of auto mobile*).

2.7.1 Bentuk Ulir Penggerak

Bentuk-bentuk yang dipakai untuk ulir penggerak adalah

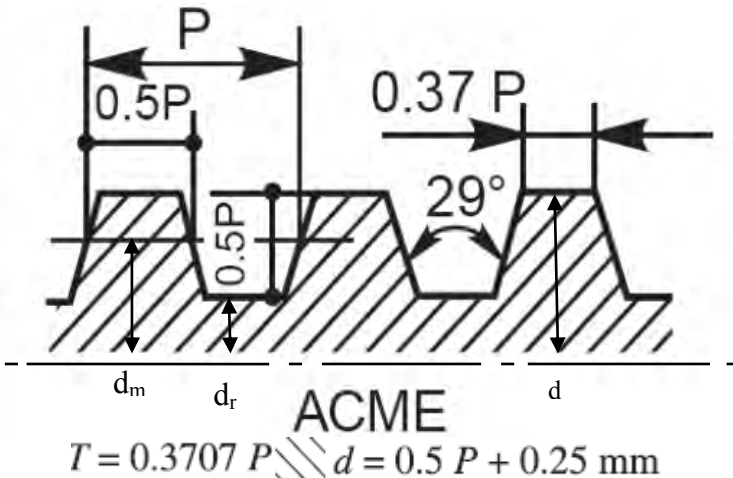
1. Acme Screw Threads
2. Stub Acme Threads

3. 60 deg. Stub Acme Screw Threads
4. Modified Square Threads
5. Buttress Threads

2.7.2 Acme threads

Pada tuas handle pemutar pada mesin rol pelengkung pipa ini menggunakan ulir dengan bentuk acme threads, Tipe ini merupakan yang paling awal dari ulir penggerak, yang dibuat dari mesin perkakas dan ulir ini sudah dimodifikasi dari bentuk square threads sehingga jauh lebih kuat dari square threads. Tipe ini dapat dibedakan menjadi 2 macam yaitu :

1. Untuk penggunaan secara umum (general purpose)
Tipe ini diklasifikasikan lagi menjadi 3 kelas yaitu :
2G untuk penggunaan untuk penggunaan umum, 3G dan 4G yang digunakan untuk menerima reaksi balik yang minimal.
2. Untuk ulir yang memusat (centralizing threads)
Tipe ini mempunyai unit toleransi, yaitu clearance antara diameter mayor ulir pada batang ulir dan mur.



Gambar 2.14 Acme threads

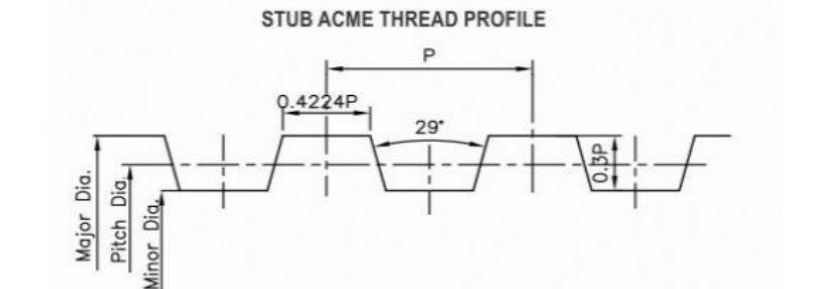
Tabel 2.4 Acme threads dimension

Table 14-3 Principal Dimensions of American Standard Acme Threads See Reference 2 for More Complete Dimensional and Tolerance Information					
Major Diameter (in)	Threads per inch	Thread Pitch (in)	Pitch Diameter (in)	Minor Diameter (in)	Tensile Stress Area (in ²)
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

(Sumber : Sularso , 1978)

2.7.3 Stub Acme Threads

Tipe ini mempunyai ulir yang kasar dan dangkal dan membutuhkan heat treating. Tipe ini hanya mempunyai satu kelas 2G untuk penggunaan umum.



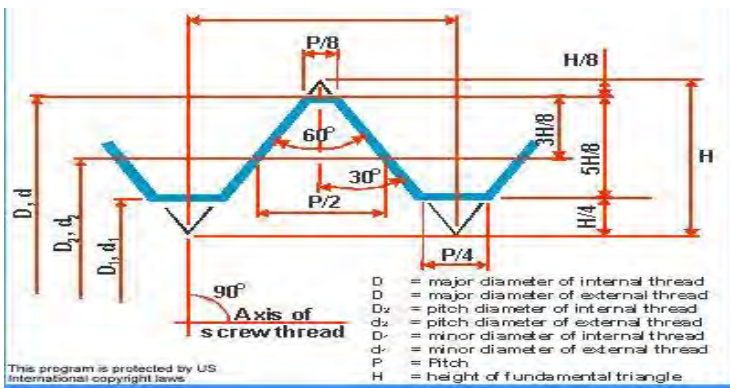
Gambar 2.15 Stub acme

Tabel 2.5 Ansi stub acme threads dimension

STANDARD STUB ACME THREAD FORM, BASIC DIMENSIONS						
THREADS PER INCH	PITCH P	HEIGHT OF THREAD	TOTAL THREAD HEIGHT $h_s = h_t$	THREAD THICKNESS	CREST OF INTERNAL THREAD (basic)	ROOT OF INTERNAL THREAD
		$h = 0.3P$	(basic), $t = P/2$	(basic), $t = P/2$	$F = 0.4224P$	$F_m = 0.4224P$ 0.259 x allowance
16	0.06250	0.01875	0.0238	0.03125	0.0264	0.0238
14	0.07143	0.02143	0.0264	0.3571	0.0302	0.0276
12	0.08333	0.02500	0.0300	0.04167	0.0352	0.0326
10	0.10000	0.03000	0.0400	0.05000	0.0422	0.0370
9	0.11111	0.03333	0.0433	0.05556	0.0469	0.0417
8	0.12500	0.03750	0.0475	0.06250	0.0528	0.0476
7	0.14286	0.04286	0.0529	0.07143	0.0603	0.0551
6	0.16667	0.05000	0.0600	0.08333	0.0704	0.0652
5	0.20000	0.06000	0.0700	0.10000	0.0845	0.0793
4	0.25000	0.07500	0.0850	0.12500	0.1056	0.1004
3-1/2	0.28571	0.08571	0.0957	0.14286	0.1207	0.1155
3	0.33333	0.10000	0.1100	0.16667	0.1408	0.1356
2-1/2	0.40000	0.12000	0.1300	0.20000	0.1690	0.1638
2	0.50000	0.15000	0.1600	0.25000	0.2112	0.2060
1-1/2	0.66667	0.20000	0.2100	0.33333	0.2816	0.2764
1-1/3	0.75000	0.22500	0.2350	0.37500	0.3168	0.3116
1	1.00000	0.30000	0.3100	0.50000	0.4224	0.4172

2.7.4 Ulir 60° Stub Acme

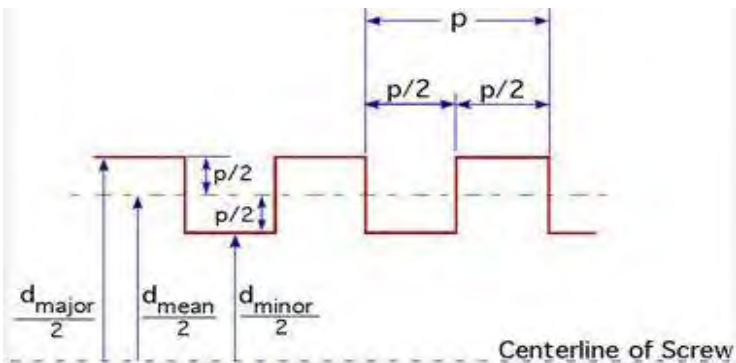
Ciri utama ulir ini adalah sudut dakinya 60°, bentuk ulirnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.16 Ulir 60°

2.7.5 Modified Square Threads

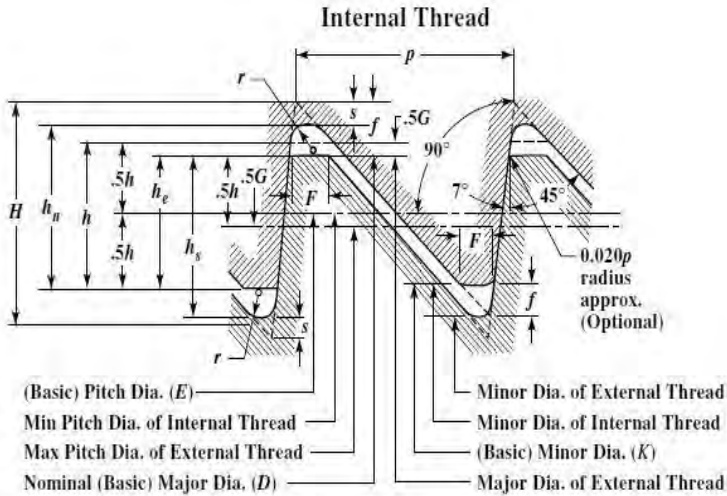
Square threads dilihat dari bentuk ulirnya maka ulir ini lebih efisien dari ulir lainnya, tetapi punya kelemahan dalam hal keuntungan mekanis. Oleh karena itu diadakan modifikasi menjadi tipe Modified Square Threads. Modifikasi ini dapat memperbaiki kelemahan mekanis. Ulir ini mempunyai permukaan cenderung miring.



Gambar 2.17 Square threads

2.7.6 Butterss threads

Tipe ini termasuk ulir penggerak yang hanya dapat menahan beban satu arah saja dan juga lebih kuat daripada tipe-tipe yang lainnya, karena ketebalan gigi terutama pada daerah kakinya lebih besar. Efisiensinya dapat mendekati tipe square threads tetapi biaya pembuatannya cukup mahal dan bervariasi.



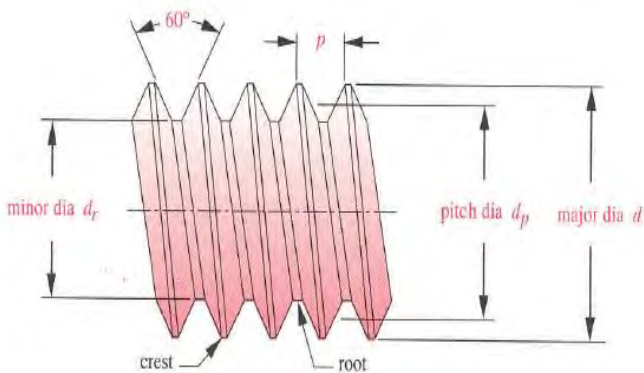
Gambar 2.18 Butters threads

Tabel 2.6 Ansi buttress threads dimension

Thds. ^a per Inch	Pitch, p	Basic Height of Thread, $h = 0.6p$	Height of Sharp-V Thread, $H =$ $0.89064p$	Crest Truncation, $f =$ $0.14532p$	Height of Thread, h_s or $h_n =$ $0.66271p$	Max. Root Trunca- tion, ^b $s =$ $0.0826p$	Max. Root Radius, ^c $r =$ $0.0714p$	Width of Flat at Crest, $F =$ $0.16316p$
20	0.0500	0.0300	0.0445	0.0073	0.0331	0.0041	0.0036	0.0082
16	0.0625	0.0375	0.0557	0.0091	0.0414	0.0052	0.0045	0.0102
12	0.0833	0.0500	0.0742	0.0121	0.0552	0.0069	0.0059	0.0136
10	0.1000	0.0600	0.0891	0.0145	0.0663	0.0083	0.0071	0.0163
8	0.1250	0.0750	0.1113	0.0182	0.0828	0.0103	0.0089	0.0204
6	0.1667	0.1000	0.1484	0.0242	0.1105	0.0138	0.0119	0.0271
5	0.2000	0.1200	0.1781	0.0291	0.1325	0.0165	0.0143	0.0326
4	0.2500	0.1500	0.2227	0.0363	0.1657	0.0207	0.0179	0.0408
3	0.3333	0.2000	0.2969	0.0484	0.2209	0.0275	0.0238	0.0543
2½	0.4000	0.2400	0.3563	0.0581	0.2651	0.0330	0.0286	0.0653
2	0.5000	0.3000	0.4453	0.0727	0.3314	0.0413	0.0357	0.0816
1½	0.6667	0.4000	0.5938	0.0969	0.4418	0.0551	0.0476	0.1088
1¼	0.8000	0.4800	0.7125	0.1163	0.5302	0.0661	0.0572	0.1305
1	1.0000	0.6000	0.8906	0.1453	0.6627	0.0826	0.0714	0.1632

2.7.7 Terminologi, klasifikasi dan Standard

variasi jenis ulir (screw & thread) sangat banyak, maka perlu distandardkan untuk menjamin sifat “interchangeability”. Ada dua standard yang banyak diadopsi yaitu **UNS** (Unified National Standard) yang digunakan di Inggris, Canada dan Amerika Serikat; dan Standard Internasional **ISO** yang digunakan kebanyakan negara Eropa dan Asia. Secara umum terminologi geometri ulir ditunjukkan pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Terminologi geometri ulir

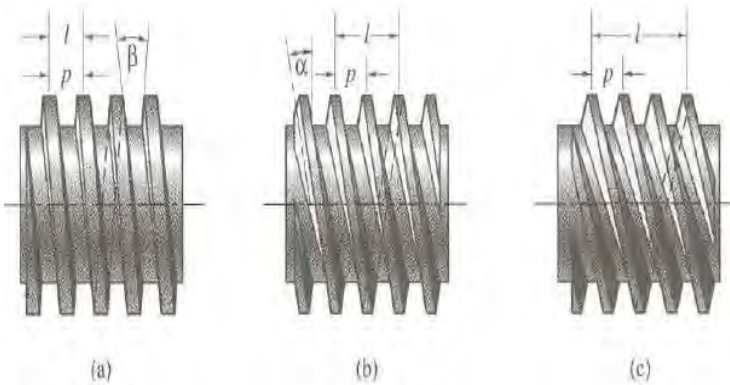
2.7.8 Parameter Utama Power Screw

Sebelum memasuki pembahasan lebih lanjut, perlu diketahui beberapa istilah atau definisi yang ada pada ulir penggerak.

- **Pitch (p)** : Jarak aksial antara satu elemen ulir dengan elemen ulir berikutnya.
- **Lead (L)** : Jarak aksial antara satu elemen ulir dengan elemen ulir berikutnya setelah elemen ulir tersebut berputar 360° atau satu putaran. Bila ulirnya tunggal, maka lead sama dengan pitch. Bila ulirnya ganda, maka lead sama dengan 2 pitch, dan seterusnya. Secara umum dapat dirumuskan sebagai berikut :

$L = n \cdot p$ ($n = \text{jenis ulir} : \text{tunggal, ganda, tripel dsb.}$)

- **Helix angle (sudut helikal , α)** : Sudut antara garis menyilang tegak lurus sumbu , atau bidang tegak lurus sumbu normal dengan kemiringan berputarnya satu ulir.
- **Thread per inch (n)**, menyatakan jumlah ulir per inch, sering digunakan pada standar UNS.



Gambar 2.20 (a) single, (b) double dan (c) triple

2.7.9 Koefisien gesek (μ)

Pada aplikasi dimana collar ball atau roller trust bearing, maka koefisien gesek sama dengan nol. Besarnya koefisien gesek (μ) merupakan pengaruh dari bahannya, seperti terlihat pada tabel.

Tabel 2.7 Koefisien gesek fs dan fc

Screw Material	Steel	Brass	Bronze	Cast Iron
Steel (dry)	0,15 – 0,25	0,15 – 0,23	0,15 – 0,19	0,15 – 0,25
Steel (lubricated)	0,11 – 0,17	0,10 – 0,16	0,10 – 0,15	0,11 – 0,17
Bronze	0,08 – 0,12	0,04 – 0,60		0,06 – 0,09

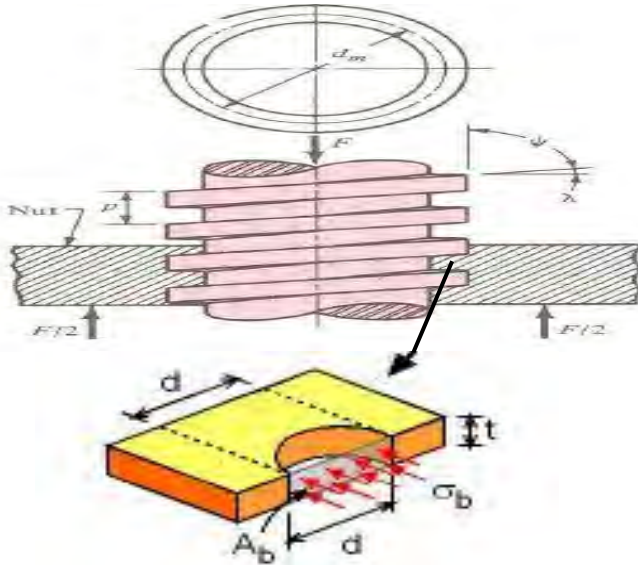
2.7.10 Analisa Tegangan pada Ulir Penggerak

Bila ingin mengetahui kekuatan ulir penggerak maka perlu diadakan analisa terlebih dahulu terhadap macam-macam tegangan yang timbul pada ulir penggerak. Tegangan utama yang terjadi pada ulir penggerak adalah :

1. Tegangan Bearing.
 2. Tegangan Bending.
 3. Tegangan Geser.
 4. Tegangan Tarik.
 5. Tegangan Kombinasi.
 6. Tegangan Tekuk.
- **Tegangan Bearing**
Tegangan ini timbul antara permukaan ulir penggerak dengan permukaan ulir murnya yang saling berhubungan. Besarnya tegangan bearing ini dapat dirumuskan :

$$\sigma_B = \frac{W}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n} \dots\dots\dots(2-12)$$

Dimana : σ_B = Tegangan bearing, N/mm²
 W = beban, N
 d_m = diameter rata-rata ulir, mm
 h = kedalaman ulir, mm
 n = Jenis atau jumlah ulir (thread/mm)



Gambar 2.21 Tegangan bearing

- Tegangan Bending maksimum

$$\sigma_B = \frac{3.W.h}{(\pi . d_m . n)b^2} \dots\dots\dots(2-13)$$

- Tegangan Geser (Transverse Shearing Stress)

$$\tau_{max} = \frac{1,5.W}{A} \text{ (untuk } z = \text{ nol) } \dots\dots\dots(2-14)$$

Dimana : A = luas penampang geser, mm²
 Untuk batang ulir : A = $\pi.dr.n.b$

Untuk mur $A = \pi \cdot d_o \cdot n \cdot b$
 dr = diameter kaki pada batang ulir, mm
 d_o = diameter mayor dari ulir, mm

1. Tegangan geser maksimum pada batang ulir

$$\tau_{\max} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot A} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot dr \cdot n \cdot b} \dots\dots\dots(2-15)$$

2. Tegangan geser maksimum pada mur

$$\tau_{\max} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot A} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_o \cdot n \cdot b} \dots\dots\dots(2-16)$$

• **Tegangan kompresi atau tegangan tarik**

Beban dapat menyebabkan tegangan tarik atau tekan, luas bidang yang mengalami tegangan ini disebut tensile stress area jika ulirnya dianggap kuat, maka luasan bidang yang akan mengalami tegangan tarik atau kompresi ini didasarkan pada diameter kaki ulir atau diameter dalamnya. Besarnya tegangan tarik atau kompresi yang timbul :

$$\sigma_t = \frac{W}{A} \dots\dots\dots(2-17)$$

Dimana :

A = Luas bidang yang terkena tarik atau kompresi

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dr + dp}{2} \right)^2$$

• **Tegangan kombinasi**

Bila ditinjau pada diameter kaki ulir maka pada luasan itu akan terjadi tegangan kombinasi antara tegangan

kompresi dan tegangan geser yang ditimbulkan oleh torsi pada saat memutar ulir tersebut. Besarnya tegangan kombinasi yang diakibatkan oleh torsi pemutar :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{2.W}{\pi.dr^2}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.dr^3}\right)^2} \dots\dots\dots(2-18)$$

Dimana :

$$T = F.r_m, \text{ N.m}$$

$$r_m = d_m/2$$

• **Tegangan tekuk**

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left(1 + \left(\frac{L}{k} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\pi^2 . K . E} \right) \dots\dots\dots(2-19)$$

Dimana :

σ_c = Tegangan tekuk, dapat disetarakan dengan tegangan kompresi, N/mm²(mpa)

A = luas melintang dari kolom, mm²

L = Lead, mm

k = radius girasi, mm ; $k = \sqrt{\frac{I}{A}}$, mm

P = beban pada kolom, N

E = modulus elastisitas, kgf/mm²

K = suatu faktor yang tergantung pada penyangga.

0,25 untuk satu penyangga tetap dan yang satu bebas.

1,0 untuk penyangga yang keduanya dengan pen (engsel).

2,0 untuk satu penyangga tetap dan satunya pen atau roller.

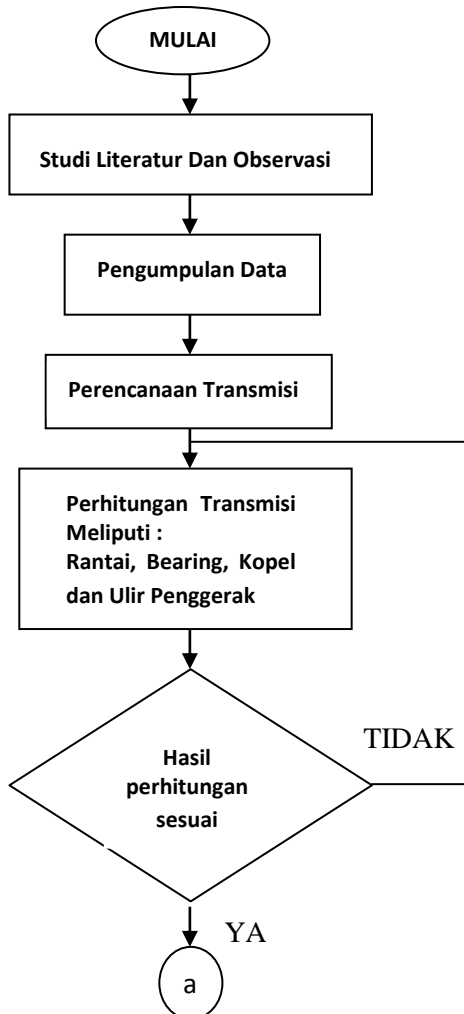
4,0 untuk penyangga yang keduanya tetap.

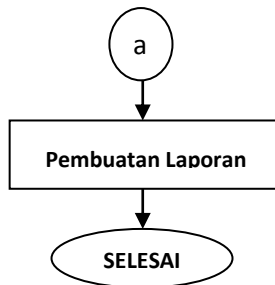
$$I = \frac{1}{12} (\pi . d_m . n) b^3$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

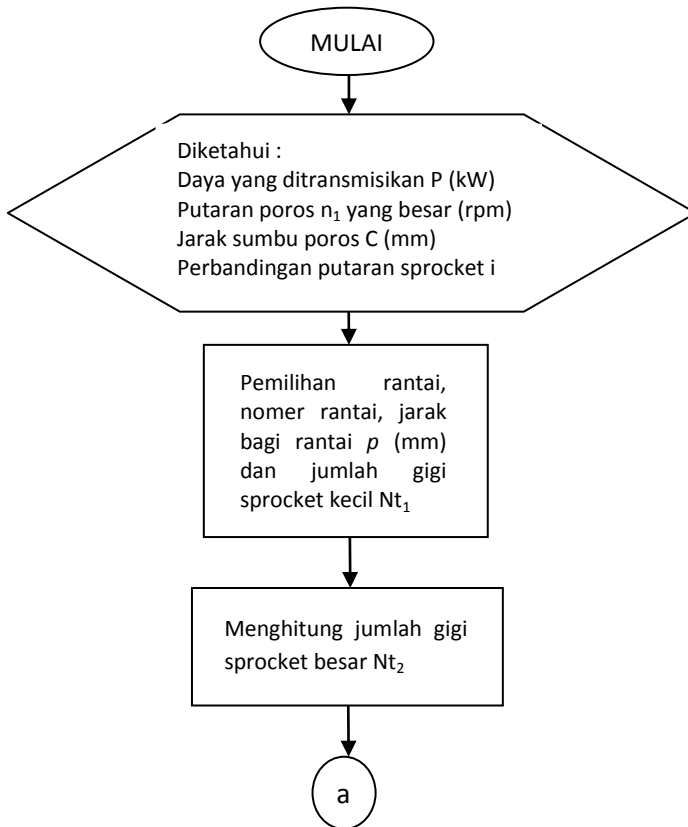
3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

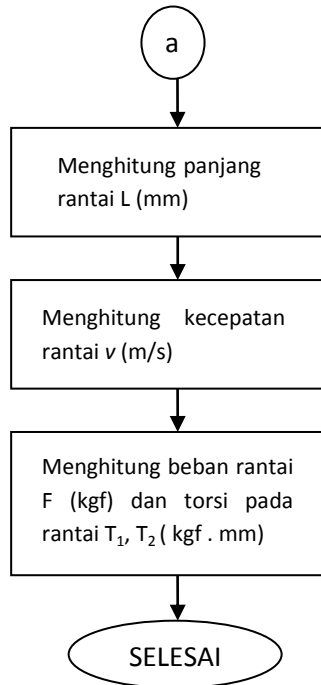
Prosedur penyusunan tugas akhir ini dapat dijelaskan pada diagram alur (flow chart) berikut :





Gambar 3.1 Diagram alur pengerjaan tugas akhir





Gambar 3.2 Flow chart pemilihan rantai rol

3.2 Tahap Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam menyelesaikan tugas akhir perhitungan elemen mesin untuk merencanakan transmisi pada mesin rol pelengkung pipa melalui beberapa tahapan sebagai berikut:

1. Studi Literatur dan Observasi

Pada tahap awal ini dilakukan studi literatur yaitu mencari informasi di internet dan mempelajari buku-buku tugas akhir terdahulu serta referensi buku-buku yang berkaitan dengan perhitungan elemen mesin. Kemudian dilakukan pengamatan secara langsung pada mesin rol pelengkung pipa yang terdapat di bengkel. Hal ini

dilakukan untuk menyempurnakan informasi yang didapat sebelumnya agar data yang diperoleh lengkap secara keseluruhan serta dapat menunjang perhitungan pada elemen mesin guna menyempurnakan perencanaan pada transmisi mesin rol pelengkung pipa.

2. Pengumpulan Data

Data yang didapat dari studi literatur dan observasi, diperoleh kesimpulan bahwa mesin rol pelengkung pipa masih menggunakan mekanisme manual dengan tenaga manusia sebagai penggerak dan masih sedikit bengkel yang mampu menyediakan jasa pelengkungan pipa menggunakan mesin dengan transmisi, maka dari itu dengan adanya data ini akan membantu memperhitungkan perencanaan yang tepat serta perhitungan yang hanya mencakup pada komponen utama transmisi dan komponen penunjang seperti bearing, kopel dan ulir penggerak .

3. Perencanaan Transmisi

Mesin pembengkok pipa yang tadinya manual direncanakan menggunakan transmisi rantai. Yang menjadi dasar pemilihan rantai menurut informasi yang telah didapat dari internet serta buku-buku elemen mesin dan pengamatan langsung adalah

- Jarak poros lebih besar dari pada transmisi rodagigi tetapi lebih pendek dari pada transmisi sabuk.
- Mampu meneruskan daya tanpa slip sehingga menjamin perbandingan putaran yang tetap.

- Tidak mudah putus dan merenggang sehingga sangat cocok karena umurnya yang panjang serta mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar dan keausan kecil pada bantalan.
- Suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sprocket dan perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sprocket. Karena kekurangan kekurangan ini maka rantai tak dapat dipakai untuk kecepatan tinggi sehingga sangat tepat bila digunakan pada putaran rendah mesin rol pelengkung pipa.

4. Perhitungan Transmisi

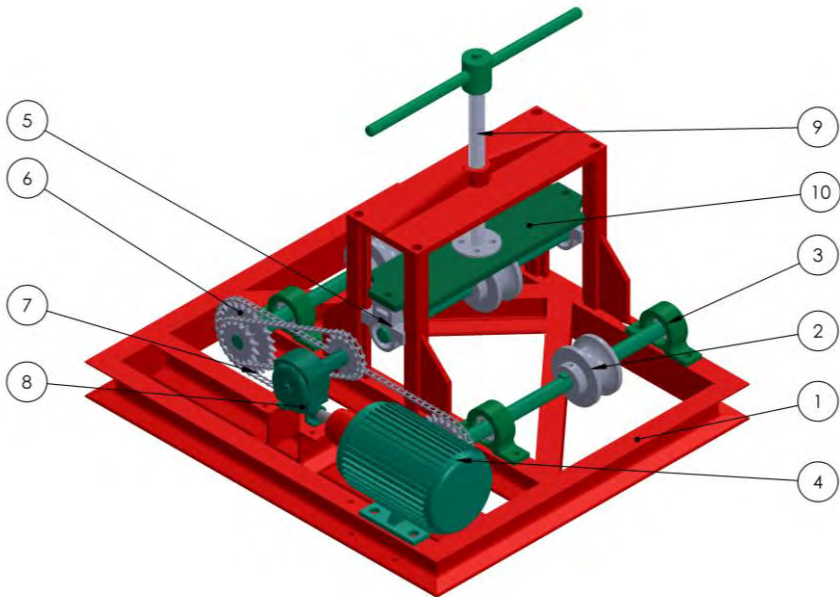
Setelah itu dilakukan perhitungan elemen mesin yang meliputi perhitungan komponen utama transmisi rantai lalu komponen penunjang seperti bearing, kopel dan ulir penggerak.

5. Hasil Perhitungan Sesuai

Setelah itu hasil dari perhitungan disesuaikan kembali hingga mendapatkan hasil yang tepat.

6. Pembuatan Laporan

Setelah kesimpulan didapat dari perhitungan dan perencanaan lalu dilakukan penyusunan laporan tugas akhir.



Keterangan :

- | | |
|--------------------------|----------------------------------|
| 1. Rangka mesin | 6. Rantai |
| 2. <i>Roller</i> | 7. <i>Reducer</i> |
| 3. <i>Pillow bearing</i> | 8. Kopling |
| 4. Motor listrik | 9. Handle penggerak |
| 5. <i>Sprocket</i> | 10. Plat penyangga <i>roller</i> |

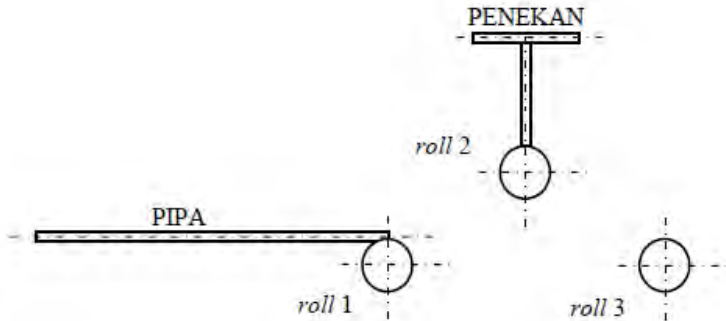
Gambar 3.3 Sket mesin rol pelengkung pipa galvanis

3.3 Prinsip Kerja

Prinsip kerja dalam proses pelengkungan pipa ini ada beberapa tahap yaitu:

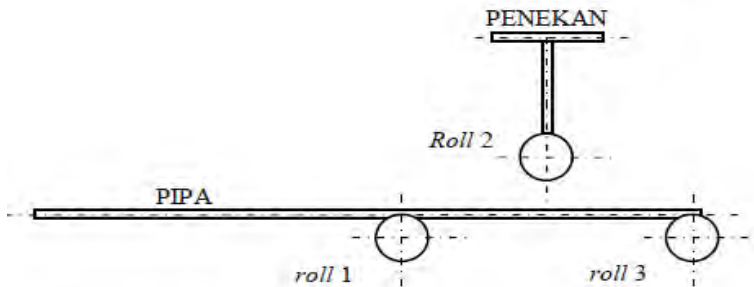
1. Pertama sesuaikan kebutuhan pipa dengan roller yang ada. Lalu sesuaikan diameter pipa dengan ukuran diameter lubang pada roller yang digunakan agar dalam

proses pelengkungan nanti tidak terjadi cacat pada pipa. Kemudian menempatkan pipa diatas roller 1 (lihat pada gambar 3.4)



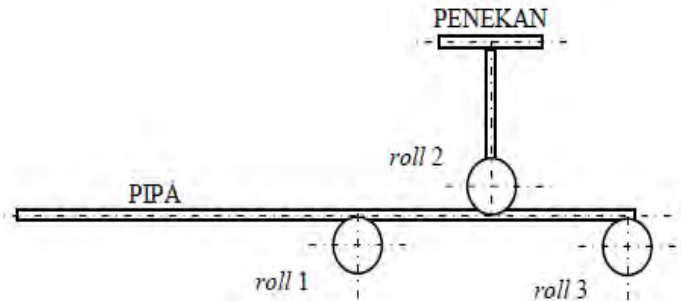
Gambar 3.4 Posisi awal sebelum pelengkungan

2. Kemudian pipa digerakkan melewati roller 2 yang berada di tengah sampai berada diatas roller 3. Posisi pipa harus berada tepat di tengah roller 1 dan roller 3 (lihat pada gambar 3.5).

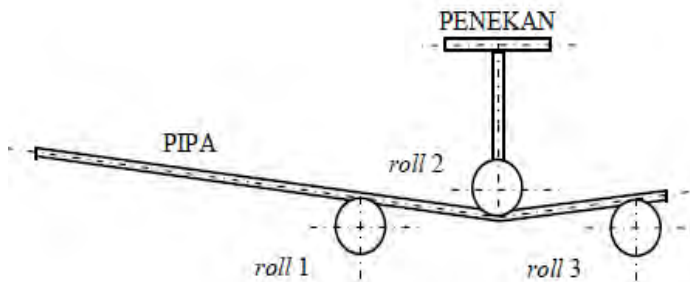


Gambar 3.5 Pipa berada diatas roller 1 dan roller 3

3. Kemudian ulir penekan atau handle diturunkan dengan cara diputar sampai roller 2 menyentuh pipa lalu diputar lagi sedikit hingga terjadi bending dititik roller 2 (lihat pada gambar 3.6 dan 3.7).



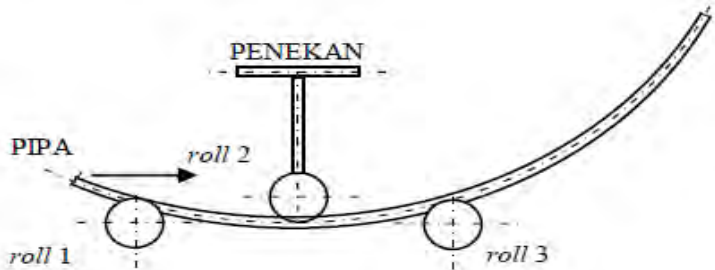
Gambar 3.6 Penekan diturunkan sampai menyentuh pipa



Gambar 3.7 Terjadi bending pada pipa ketika penekan diputar lagi

4. Kemudian motor dinyalakan dan putaran dari motor ditransmisikan ke kopel yang terhubung langsung dengan reducer lalu dari reducer akan ditransmisikan ke poros melalui sprocket dan rantai. Ketika rantai pada poros berputar maka poros pun ikut berputar karena terpasang pasak pada gear dengan poros. Poros inilah yang memutar roller sehingga pipa akan bergerak dari kiri ke kanan. Bending yang terjadi pada titik roller 2 akan terdistribusi merata ke tiap titik pipa. Sehingga

pipa akan melengkung akibat bending tersebut (Lihat pada gambar 3.8).



Gambar 3.8 Pipa bergerak dari kiri ke kanan oleh putaran motor

5. Lalu proses akan berakhir ketika ujung pipa tepat berada diatas roller 1 dan motor dimatikan. Kemudian motor dinyalakan kembali dengan arah putaran yang berlawanan, sehingga pipa akan bergerak dari kanan ke kiri. Langkah yang terakhir ini dilakukan agar hasil pelengkungan lebih sempurna. Proses ini dilakukan secara berulang-ulang sampai bending pada pipa menghasilkan kelengkungan sesuai dengan keinginan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1 Perencanaan Putaran

Putaran pada poros roller direncanakan 14 rpm berdasarkan perhitungan, dimana panjang pipa yang diinginkan 270 cm agar tidak terlalu panjang karena yang terdapat dipasaran adalah pipa dengan panjang 600 cm lalu diameter pada roller penggerak dan penekan pipa direncanakan 12 cm dengan waktu pipa sekali jalan direncanakan 0,5 menit. Panjang langkah untuk pelengkungan pipa disesuaikan dengan panjang pada pipa, maka putaran dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$n = \frac{x}{\pi d t}$$

Dimana :

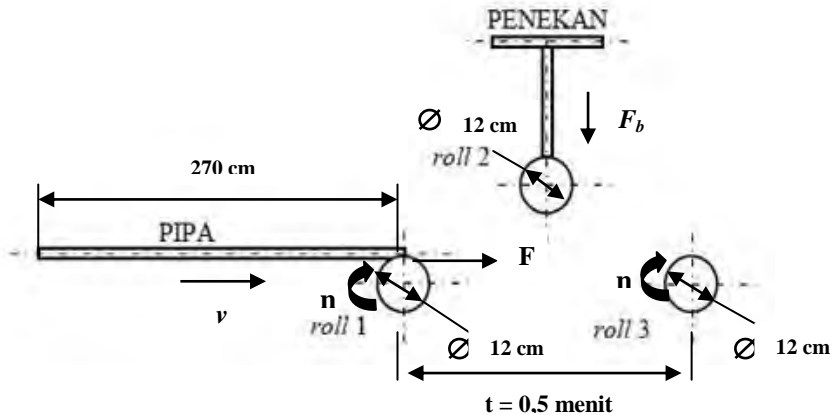
x (panjang pipa) = 270 cm

d (diameter roller) = 12 cm

t waktu sekali jalan = 0,5 menit

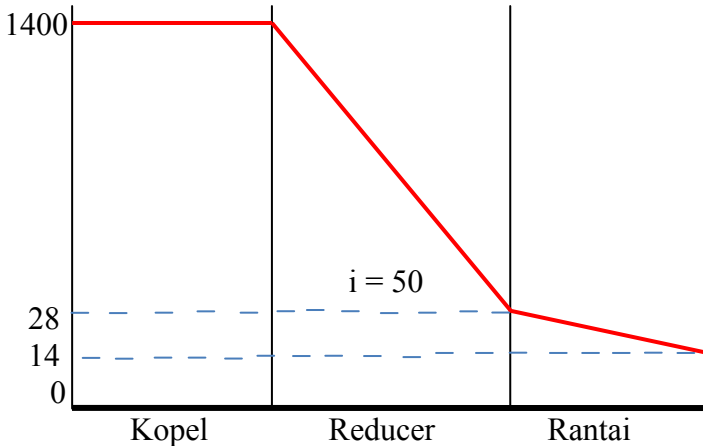
jadi :

$$n = \frac{270}{3,14 \cdot 12 \cdot 0,5} = 14,33 \text{ rpm} = 14 \text{ rpm}$$



Gambar 4.1 Perencanaan putaran

daya motor untuk meneruskan putaran pada transmisi mesin rol pelengkung pipa direncanakan 1 HP. Putaran motor yang dibutuhkan direncanakan 1400 rpm. Untuk membuat putaran dari 1400 rpm menjadi 14 rpm dapat dinyatakan dengan grafik dibawah ini.

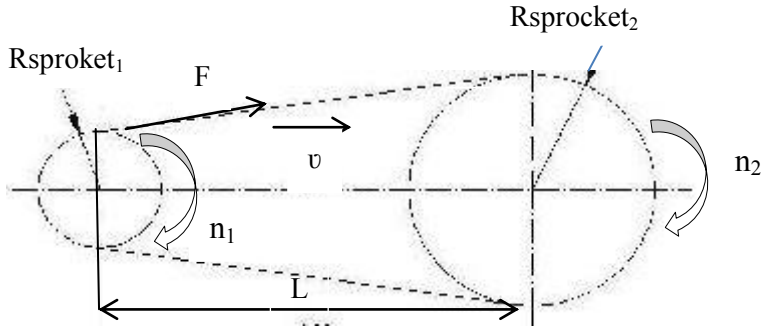


Gambar 4.2 Grafik perencanaan putaran

Jadi untuk menjadikan putaran pada reducer 28 rpm, maka perlu dipasang reducer dengan nilai $i = 50$ berdasarkan perhitungan rasio gearbox. Untuk merubah putaran pada poros reducer agar tereduksi menjadi 14 rpm pada putaran poros roller maka diketahui rasio sprocket = 2.

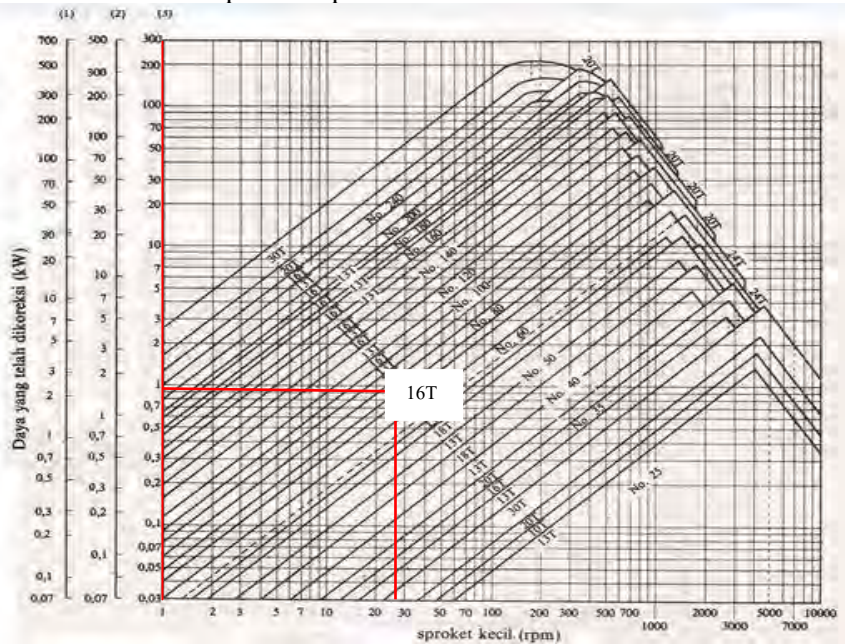
4.2 Perencanaan Rantai

Daya, jarak sumbu poros dan putaran pada poros roller sudah diketahui, maka untuk putaran rendah dimana jarak poros lebih besar dari pada transmisi roda gigi direncanakan transmisi menggunakan rantai rol. Untuk meneruskan putaran dari reducer ke poros roller, maka digunakan rantai rol nomer 60 berdasarkan diagram pemilihan rantai rol pada lampiran. Pitch diketahui 19,05 mm berdasarkan tabel rantai rol nomer 60. Untuk menyesuaikan pada rantai maka sprocket yang digunakan adalah nomer 60.



Gambar 4.3 Skema rantai

Daya yang ditransmisikan oleh motor direncanakan sebesar 1 HP dengan putaran yang diinginkan dari 28 rpm menjadi 14 rpm, maka jumlah gigi sprocket kecil diinginkan 16 berdasarkan diagram pemilihan rantai rol pada lampiran berikut



Gambar 4.4 Diagram pemilihan rantai ; (1) tiga rantai, (2) dua rantai, (3) satu rantai

4.2.1 Rasio Gearbox

Berdasarkan putaran yang diketahui pada poros reducer (n_1) adalah 28 rpm dan putaran motor (n) diketahui sebesar 1400 rpm, maka rasio gearboxnya adalah :

$$i = \frac{n}{n_1} = \frac{1400}{28} = 50$$

maka untuk mendapatkan putaran pada poros roller menjadi 14 rpm, rasio sprocketnya adalah :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{28}{14} = 2$$

4.2.2 Menghitung Jumlah Gigi Sprocket Besar

Jumlah gigi sprocket kecil direncanakan 16 dan jumlah gigi sprocket besar dapat dicari dengan rumus sebagai berikut : (sumber: SULARSO,1978 : 200)

$$Nt_2 = Nt_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = 16 \cdot \frac{28}{14} = 32$$

Setelah diketahui jumlah gigi sprocket kecil dan besar maka diameter sprocket dapat dicari dengan rumus berikut :

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} & D_2 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)} \\ &= \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{16}\right)} & &= \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{32}\right)} \\ &= 97,64 \text{ mm} & &= 195,38 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.3 Menghitung Panjang Rantai

Panjang rantai rol dapat di cari dengan rumus berikut : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$L = p \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot c}{p} \right) + \left(\frac{Nt_1 + Nt_2}{2} \right) + \left(\frac{Nt_2 - Nt_1}{4\pi^2 \frac{c}{p}} \right) \right\}$$

Dimana :

C (jarak sumbu sprocket) = 55 mm

p (pitch) rantai nomer 60 = 19,05 mm

Nt₁ (jumlah gigi sprocket kecil) = 16

Nt₂ (jumlah gigi sprocket besar) = 32

Maka :

$$L = 19,05 \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot 55}{19,05} \right) + \left(\frac{16 + 32}{2} \right) + \left(\frac{32 - 16}{4 \cdot 3,14^2 \frac{55}{19,05}} \right) \right\}$$

$$L = 569,8 \text{ mm}$$

4.2.4 Menentukan Kecepatan Rantai

Kecepatan pada rantai rol dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$v = \frac{p \cdot Nt \cdot n}{60000}$$

Dimana :

Nt = jumlah gigi sprocket

p = pitch (mm)

n = putaran sprocket

Maka besar v kecepatan :

$$v = \frac{p \cdot Nt \cdot n}{60000} = \frac{19,05 \cdot 16 \cdot 28}{60000} = 0,14 \text{ m/s}$$

4.2.5 Menentukan Beban Pada Rantai

Daya yang direncanakan (Pd) dapat dicari dengan rumus berikut (sumber : SULARSO,1978 : 7) :

$$Pd = P \cdot fc$$

Dimana :

$$fc \text{ (faktor koreksi)} = 1,2$$

$$P \text{ (daya)} = 1 \text{ HP} = 0,735 \text{ kW}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Pd &= 0,735 \cdot 1,2 \\ &= 0,882 \text{ kW} \end{aligned}$$

Besarnya beban pada rantai :

$$F = \frac{102 \cdot Pd}{v} = 642,6 \text{ kgf.}$$

Besarnya beban pada rantai lebih kecil dari beban yang diijinkan yaitu 740 kgf berdasarkan beban pada tabel rantai nomer 60, maka dapat dinyatakan bahwa rantai yang digunakan aman/baik.

Tabel 4.1 Nomer rantai rol

No. Rantai	Rangkaian	L1	L2	Batas Kekuatan Tarik, kg	Batas Kekuatan Tarik Rata-rata, kg	Beban Maks yg diijinkan kg	Berat kasar kg/m
60	1	12,85	15,25	3200	4450	740	1,53

(sumber : Sularso, 2004)

4.2.6 Menentukan Torsi Pada Rantai

Torsi dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

$$F \text{ (gaya pada rantai)} = 642,6 \text{ kgf}$$

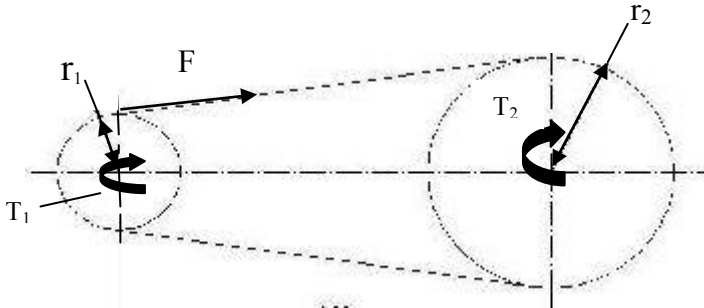
$$r_1 \text{ (jari - jari sprocket 1)} = 48,82 \text{ mm}$$

$$r_2 \text{ (jari - jari sprocket 2)} = 97,69 \text{ mm}$$

Jadi :

$$T_1 = 642,6 \cdot 48,82 = 31371,7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = 642,6 \cdot 97,69 = 62775,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$



Gambar 4.5 Torsi pada rantai

4.3 Perencanaan Bantalan

Bantalan yang digunakan dalam perencanaan ini yaitu bantalan jenis gelinding (ball – single row – deep groove) yang berdiameter 30 mm. Bantalan ini dipilih didasarkan dari hasil perhitungan diameter poros dan gaya bending. Kode pada bearing yang diinginkan yaitu 6206. Data pada bantalan gelinding dengan kode 6206 dapat dilihat pada tabel pada lampiran. Diketahui nilai C pada bantalan dengan kode 6206 yaitu 1530.

4.3.1 Menghitung Umur Bantalan

Pada perhitungan bantalan ini yaitu untuk mencari umur bantalan yang dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

Dimana :

L_{10} = Umur bantalan (jam kerja)

n_2 = Putaran poros roller (rpm)

= 14 rpm

b = Konstanta. (tipe bantalan bola maka

, $b=3$) tipe bantalan rol maka $b = 10/3$]

C = Beban dinamis (lbf)

Selanjutnya yang akan dicari adalah beban equivalen (P). Karena beban radial jauh lebih besar daripada beban aksial, maka beban equivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot F_r$$

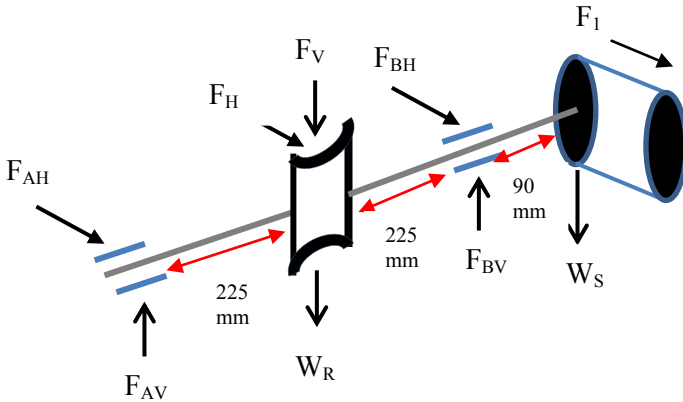
Dimana :

P = Beban equivalen

V = Faktor putaran [jika ring dalam berputar nilai $V = 1$, jika ring luar yang berputar nilai $V = 1,2$]

F_r = Gaya radial yang bekerja pada poros.

Besarnya F_{ax} dan F_{ay} dapat dicari pada saat perhitungan poros pada gambar diagram benda bebas dibawah ini



Gambar 4.6 free body diagram

- Data gaya dan daya diketahui

Daya Motor = 1 Hp

Putaran motor = 14 rpm

Gaya bending ($F_{roll A}$) = 1141,98 kgf

Gaya Berat roller (W_R) = 8 kgf . 9,81 = 78,48 N

Gaya Berat Sprocket (W_S) = 4 kgf . 9,81 = 39,24 N

Gaya beban pada rantai (F_1) = 642,6 kgf . 9,81 = 6303,9 N

Sudut kontak = 3°

- Bidang vertikal

$$\curvearrowright + \Sigma M_A = 0$$

$$F \cdot \cos \alpha \cdot 0,225 + W_R \cdot 0,225 - F_{BV} \cdot 0,45 + W_S \cdot 0,54 = 0$$

$$1141,98 \cos 3^\circ \cdot 0,225 + 78,48 \cdot 0,225 - F_{BV} \cdot 0,45 + 39,24 \cdot 0,54 = 0$$

$$256,59 + 17,65 + F_{BV} \cdot 0,45 + 21,18 = 0$$

$$F_{BV} \cdot 0,45 = 295,42$$

$$F_{BV} = 656,48 \text{ N.m} = 66,91 \text{ kgf . m}$$

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$F_{AV} - F \cos \alpha - W_R + F_{BV} - W_S = 0$$

$$F_{AV} - 1141,98 \cos 3^\circ - 78,48 + 656,48 - 39,24 = 0$$

$$F_{AV} = 601,65 \text{ N.m} = 61,33 \text{ kgf . m}$$

- Bidang horizontal

$$\curvearrowright + \Sigma M_A = 0$$

$$F_H \cdot 0,225 + F_{BH} \cdot 0,45 + F_1 \cdot 0,54 = 0$$

$$-1141,98 \cdot 0,225 + F_{BH} \cdot 0,45 + 6303,9 \cdot 0,54 = 0$$

$$F_{BH} = -6993,7 \text{ N.m} = -712,91 \text{ kgf . m}$$

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-F_{AH} - F_H - F_{BH} - F_1 = 0$$

$$-F_{AH} - 1141,98 - 6993,7 - 6303,9 = 0$$

$$F_{AH} = 14438,6 \text{ N.m} = 1471,82 \text{ kgf . m}$$

Jadi gaya yang terbesar pada $F_{ax} = 1471,82 \text{ kgf . m}$ dan $F_{ay} = 61,33 \text{ kgf . m}$. Prediksi umur bantalan yaitu dengan mencari F_r dengan rumus :

$$Fr = \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2}$$

$$Fr = \sqrt{(1471,82)^2 + (61,33)^2}$$

$$Fr = 1473 \text{ kgf}$$

Setelah didapat nilai F_r maka beban ekivalen dapat dihitung.

$$\begin{aligned} P &= V \cdot F_r \\ &= 1 \cdot 1473 \text{ kgf} \\ &= 1473 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Setelah semua data terkumpul umur bantalan dapat dihitung:

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

$$L_{10} = \left[\frac{1530}{1473} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 14} = 1334 \text{ jam}$$

Maka umur bantalan dapat diketahui sebesar 1334 jam kerja

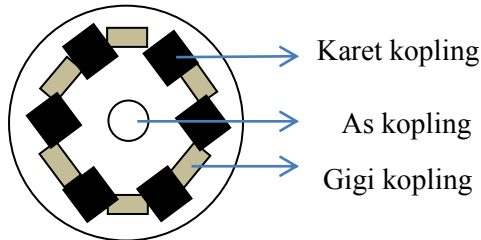
4.4 Perhitungan Lebar Gigi pada rubber coupling

Pada perhitungan kopling ini yang dihitung adalah lebar pada gigi kopling dengan menggunakan rumus :

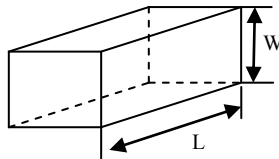
$$\sigma_c = \frac{F}{Z \cdot A}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{Z \cdot l \cdot W} \geq \frac{k_s \text{ Syp}}{sf}$$

$$W \geq \frac{F \cdot sf}{Z \cdot l \cdot k_s \text{ Syp}}$$



Gambar 4.6 Sket kopling



Gambar 4.7 Skema gigi kopling

Dimana :

$Z = 6$ buah (jumlah gigi kopling)

$l = 8$ mm (panjang gigi kopling)

$k_s = 0,7$ (factor konversi ke tarik)

$S_f = 2,5$ (factor keamanan)

$S_{yp} =$ Bahan menggunakan ST 40 = 28,4 kgf / mm²

$F =$ gaya yang bekerja pada satu gigi

Sehingga besar F dapat dihitung dengan cara sebagai berikut :

$$T = F \cdot r, \quad F = \frac{T}{r}$$

Dimana :

$r = 15$ mm

$T = 31371,7$ kgf.mm (torsi pada sprocket kecil)

Maka :

$$F = \frac{31371,7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{15 \text{ mm}} = 2091,4 \text{ kgf}$$

Setelah didapat data - data diatas maka W dapat di cari :

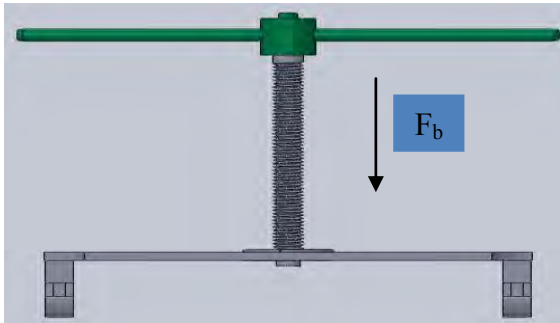
$$W \geq \frac{2091,4 \cdot 2,5}{6 \cdot 8 \cdot 0,7 \cdot 28,4}$$

$$W \geq \frac{5228,6 \text{ kgf}}{954,2 \text{ kgf/mm}} = 5,5 \text{ mm}$$

Jadi lebar gigi pada kopling agar aman adalah $\geq 5,5$ mm

4.5 Perhitungan Ulir Penggerak

Penggunaan ulir penggerak ini merupakan sebagai penghasil gerakan linier dari gerakan rotasi, ulir jenis acme threads mempunyai kekuatan yang cukup besar untuk memindahkan gaya yang besar yang mungkin dengan ulir biasa akan mengalami kerusakan karena pembebanan yang berlebih, maka dari itu direncanakan ulir menggunakan jenis acme threads.



Gambar 4.8 Power screw

Sesuai dengan data pada tabel 2.4, maka didapat data sebagai berikut:

Diketahui :

Jenis ulir penggerak Acme Threads

$$d_m = 1,250 \text{ in} = 31,7 \text{ mm (major diameter)}$$

$$d_r = 1,050 \text{ in} = 26,6 \text{ mm (minor diameter)}$$

$$p = 0,20 \text{ in} = 5 \text{ mm (pitch)}$$

$$n = 5 \text{ (thread / in)} = 0,19 \text{ (thread / mm)}$$

$$d_p = 1,150 \text{ in} = 29,2 \text{ mm (diameter pitch)}$$

$$d_c = \frac{d_r}{2} = 13,3 \text{ mm (thrust collar diameter)}$$

$$h = 0,5 p = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ mm (tinggi kaki ulir)}$$

$$L = \tan 29^\circ \cdot 3,14 \cdot 29,2 = 50,8 \text{ mm (lead)}$$

$$P = F_b \text{ (beban bending), sesuai dengan perhitungan gaya dan daya oleh andi purbandi } F_b = 2261,14 \text{ kgf} \\ \cdot 9,81 = 22181 \text{ N}$$

$\alpha = 29^\circ$ (thread angle)

$\mu = 0,15$ (koefisien gesek)

$b = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 5 = 2,5$ mm (lebar kaki ulir)

4.5.1 Analisa Tegangan

Analisa tegangan ini digunakan untuk mengetahui berapa tegangan yang terjadi pada ulir penggerak.

- Tegangan bearing

$$\sigma_B = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n}$$

Dimana :

σ_B = Tegangan bearing, N/mm²

P = Beban, 22181 N

d_m = Diameter mayor ulir, 31,7mm

h = Tinggi kaki ulir, 2,5mm

n = 0,19 (thread/mm)

Maka :

$$\sigma_B = \frac{22181}{3,14 \cdot 31,7 \cdot 2,5 \cdot 0,19} = 469,14 \text{ N/mm}^2(\text{mpa})$$

- Tegangan bending maksimum

$$\sigma_B = \frac{3 \cdot P \cdot h}{(\pi \cdot d_m \cdot n) b^2}$$

Dimana :

σ_B = Tegangan bending, N/mm²

P = Beban, 22181 N

d_m = Diameter mayor ulir, 31,7mm

n = 0,19 (thread/mm)

$b = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 5 = 2,5$ mm (lebar kaki ulir)

h = Tinggi kaki ulir, 2,5mm

Maka :

$$\sigma_B = \frac{3.22181.2,5}{(3,14 \cdot 31,7 \cdot 0,19)2,5^2} = 1407,42 \text{ N/mm}^2 \text{ (mpa)}$$

- Tegangan geser maksimum pada ulir penggerak

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot d_r \cdot n \cdot b}$$

Dimana :

$$\tau_{max} = \text{Teg. Geser maks, N/mm}^2$$

$$P = \text{Beban, 22181 N}$$

$$n = 0,19 \text{ (thread/mm)}$$

$$d_r = 1,050 \text{ in} = 26,6 \text{ mm (minor diameter)}$$

$$b = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ mm (lebar kaki ulir)}$$

Maka :

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot 22181}{2 \cdot 3,14 \cdot 26,6 \cdot 0,19 \cdot 2,5} = 838,706 \text{ N/mm}^2$$

- Tegangan geser maksimum pada murnya

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot d_o \cdot n \cdot b}$$

Dimana :

$$P = \text{Beban, 22181 N}$$

$$D_o = \text{Diameter mayor ulir, 31,7mm}$$

$$n = 0,19 \text{ (thread/mm)}$$

$$b = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ mm (lebar kaki ulir)}$$

Maka :

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot 22181}{2 \cdot 3,14 \cdot 31,7 \cdot 0,19 \cdot 2,5} = 703,71 \text{ N/mm}^2 \text{ (mpa)}$$

- Tegangan kompresi

$$\sigma_t = \frac{P}{A}$$

Dimana :

$$P = \text{Beban, } 22181 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dr + dp}{2} \right)^2 = 0,785 \left(\frac{26,6 + 29,2}{2} \right)^2 \\ = 611,05 \text{ mm}^2$$

Maka :

$$\sigma_t = \frac{22181}{611,05} = 36,29 \text{ N/mm}^2 \text{ (mpa)}$$

- Tegangan kombinasi

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot P}{\pi \cdot d_r^2} \right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \right)^2}$$

Dimana :

$$P = \text{Beban, } 22181 \text{ N}$$

$$d_r = 1,050 \text{ in} = 26,6 \text{ mm (minor diameter)}$$

$$r = \frac{d_m}{2} = 15,85 \text{ mm}$$

$$F_b = 2261,14 \text{ kgf}$$

$$T = 2261,14 \cdot 15,85 = 35839 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 9,81 = \\ 351581,26 \text{ N} \cdot \text{mm (torsi yang timbul pada saat memutar ulir penggerak)}$$

Maka :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 22159}{3,14 \cdot 26,6^2} \right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 351581,26}{3,14 \cdot 26,6^3} \right)^2} \\ = 97,24 \text{ N/mm}^2 \text{ (mpa)}$$

- Tegangan tekuk

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left(1 + \left(\frac{L}{k} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\pi^2 \cdot K \cdot E} \right)$$

Dimana :

$$P = \text{Beban, } 22181 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dr + dp}{2} \right)^2 = 0,785 \left(\frac{26,6 + 29,2}{2} \right)^2$$

$$= 611,05 \text{ mm}^2$$

$$L = \tan 29^\circ \cdot 3,14 \cdot 29,2 = 50,8 \text{ mm (lead)}$$

$$I = \frac{1}{12} (\pi \cdot d_m \cdot n) b^3 = \frac{1}{12} (3,14 \cdot 31,7 \cdot 0,19) 2,5^3$$

$$= 24,62 \text{ mm}^4$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{24,62}{611,05}} = 0,200 \text{ mm}$$

$$\sigma_{yp} = \text{bahan menggunakan ST41} = 29,11 \text{ kgf/mm}^2$$

$$E = 207 \text{ Gpa} = 30 \text{ Mpsi} = 21000000 \text{ kg/mm}^2$$

K = 0,25 untuk satu penyangga tetap dan yang satu bebas

Maka :

$$\sigma_c = \frac{22181}{611,05} \left(1 + \left(\frac{50,8}{0,200} \right)^2 \cdot \frac{29,11}{3,14^2 \cdot 0,25 \cdot 21000000} \right)$$

$$= 1,36 \text{ N/mm}^2 \text{ (mpa)}$$

4.6 Prototype Mesin Rol Pelengkung Pipa Galvanis

Prototype Mesin Rol Pelengkung Pipa Galvanis dapat dilihat pada foto dibawah ini :



Gambar 4.9 Mesin Rol Pelengkung Pipa tampak depan



Gambar 4.10 Mesin Rol Pelengkung Pipa tampak samping

4.6.1 Cara Kerja Mesin Rol Pelengkung Pipa Galvanis

Cara kerja alat ini adalah untuk melengkungkan pipa galvanis berdiameter 1 ¼ in. Dimana gaya bending yang membuat pipa mengalami deformasi plastis berasal dari ulir daya yang diputar menyesuaikan mengikuti alur dari pergerakan maju mundurnya pipa. Pipa dapat bergerak maju mundur karena adanya arus bolak-balik yang menyuplai listrik pada motor sehingga mampu berputar dan meneruskan putaran pada reducer yang akhirnya menggerakkan transmisi rantai pada mesin rol pelengkung pipa galvanis berdiameter 1 ¼ in.

4.6.2 Hasil Pelengkungan Pipa

Pada subbab ini dilakukan percobaan pelengkungan pipa untuk mengetahui hasil dari proses pelengkungan pipa galvanis berdiameter 1 ¼ in dan pipa yang telah berhasil melalui proses pelengkungan dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.11 Hasil uji coba pelengkungan pipa

BAB V

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan pada bab sebelumnya dapat diperoleh data-data dan kesimpulan sebagai berikut :

1. Daya yang digunakan pada mesin rol pelengkung pipa galvanis adalah 1 HP dengan putaran 1400 rpm. Putaran dari 1400 rpm dirubah menjadi 28 rpm dibutuhkan reducer dengan nilai $i = 50$ dan putaran akhir pada poros roller diketahui sebesar 14 rpm. Mekanisme pelengkungan menggunakan sistem transmisi rantai. Untuk meneruskan putaran dari motor ke reducer menggunakan kopel jenis rubber dengan dimensi $\geq 5,5$ mm dan untuk meneruskan putaran dari reducer ke poros, maka digunakan rantai rol dengan nomer 60. Panjang rantai rol diketahui sebesar 570 mm lalu beban pada rantai sebesar 642,6 kgf. Torsi pada sprocket kecil diketahui sebesar 31371,7kgf.mm dan pada sprocket besar sebesar 62775,5kgf.mm. Untuk merubah putaran reducer dari 28 rpm menjadi 14 rpm pada poros, maka digunakan sprocket dengan nomer 60 dengan rasio = 2. Jumlah gigi besar dan kecil pada sprocket yaitu 16T : 32T.
2. Mekanisme proses bending menggunakan ulir penggerak dengan bentuk ulir jenis acme threads, dimana analisa tegangan pada ulir diketahui sebagai berikut :
 - tegangan bearing = $469,14\text{N/mm}^2$
 - tegangan bending maksimum = $1407,42\text{N/mm}^2$
 - tegangan geser maksimum pada ulir penggerak = $838,706\text{N/mm}^2$
 - tegangan geser maksimum pada murnya = $703,71\text{N/mm}^2$
 - tegangan kompresi = $36,29\text{N/mm}^2$
 - tegangan kombinasi = $97,24\text{N/mm}^2$ dan tegangan tekuk = $1,36\text{N/mm}^2$
3. Bearing yang dipakai adalah jenis deep groove ball bearing dengan kode 6206 menghasilkan umur selama 1334 jam kerja.

DAFTAR PUSTAKA

1. Aaron Deutschment. 1990. *Machine Desain Theory*, Collier Macmillan International Edition, London.
2. Sularso. Kyokatsusuga. 1978. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Praditya Paramita : Jakarta.
3. Khurmi, R S. Gupta, J K. 1982. Machine Design. Eurasia Publishing House (Pvt) ltd: Ram Nagar. New Delhi. India.
4. G. Nieman. 1986. Machine Design. Erlangga : Jakarta

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 20 Januari 1991. Penulis merupakan anak ke-4 dari Empat bersaudara. Pendidikan formal yang pernah ditempuh yaitu di SDN Sukodadi 2 Paiton, SMP Muhammadiyah 5 Surabaya, SMA Muhammadiyah 2 Surabaya, kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan mengambil bidang studi Manufaktur.

Selama duduk di bangku kuliah, penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga aktif dalam organisasi (Staff Divisi Semi Otonom Bengkel HMDM FTI-ITS periode 2011-2012, Organising Comitte Pengkaderan Mahasiswa Baru periode 2011-2012 dan Instruktur comititte periode 2012-2013, Staff Ahli Divisi Semi Otonom Bengkel HMDM periode 2012-2013).

Riwayat pelatihan (Pelatihan Teknologi Pengelasan Disnaker Kota Surabaya tahun 2011, LKMM Pra-TD 2010, Training ESQ dll). Penulis juga pernah melakukan Kerja Praktek di PT. PJB UP Gresik bagian Rendalhar unit 3-4.

LAMPIRAN A

Tabel konversi

TABLE A.1 Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

TABLE A.1 (Continued) Conversion Factors

Mass

1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm

Moment (torque)

1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
-------	--------------------	----------	-----------------

Momentum (mV)

1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		

Power

1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		

Specific energy

1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

LAMPIRAN B

Table 14-3 Principal Dimensions of American Standard Acme Threads
See Reference 2 for More Complete Dimensional and Tolerance Information

Major Diameter (in)	Threads per inch	Thread Pitch (in)	Pitch Diameter (in)	Minor Diameter (in)	Tensile Stress Area (in ²)
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

LAMPIRAN C

5.3 Transmisi Rantai Rol

193

[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi p	Diameter rol R	Lebar rol W	Plat mata rantai			Diameter pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar h	
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

[Ukuran individu]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	L_1	L_2	Panjang pena offset L	Jarak sumbu rangkaian C	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 60	1	28,1	12,85	15,25	28,2	22,8	Keling	3200	4450	740	1,53	160
# 60-2	2	51,0	24,25	26,75	52,6		"	6400	8900	1260	3,04	
# 60-3	3	73,8	35,65	38,15	75,5		"	9600	13350	1850	4,54	
# 60-4	4	96,6	47,05	49,55	98,3		"	12800	17800	2440	6,04	
# 60-5	5	119,5	58,5	61,0	121,2		"	16000	22250	2880	7,54	
# 60-6	6	142,4	69,9	72,5	144,0		"	19200	26700	3400	9,05	

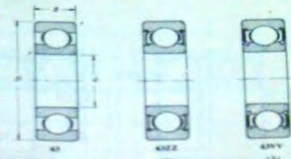


LAMPIRAN D

Tabel 5.17 Faktor koreksi f_c .

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

LAMPIRAN E

C_0/F_a		5	10	15	20	25			
$F_a/VE \leq e$	X	1							
	Y	0							
$F_a/VE > e$	X	0,56							
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85			
e		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24			

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C ₀ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

LAMPIRAN F

90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

Tabel 4.11 Bantalan untuk permesinan serta umurnya.

Umur L_n		2000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1-1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1,1-1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggilang bola, motor utama kereta rel listrik
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill.	Penggetar, penghancur	