

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Tinjauan pustaka ini bertujuan untuk menyajikan kerangka teoritis dan konsep-konsep dasar yang menjadi landasan dalam perancangan dan pengujian mesin *bending* pipa pada proyek akhir ini. Fokus utama kajian meliputi karakteristik mekanis pipa dan prinsip-prinsip pengerolan yang merupakan objek utama penelitian. Konsep-konsep variabel dan parameter kunci yang akan dibahas secara mendalam mencakup: tegangan luluh bahan (σ_t), momen luluh (M_L), gaya pengerolan minimum (F), radius kelengkungan (R), serta defleksi pipa (Y_{maks}). Selain itu, landasan teori mengenai transmisi daya rantai dan *sprocket* juga ditinjau untuk mendukung desain sistem penggerak mesin. Pemahaman yang komprehensif terhadap konsep-konsep ini sangat krusial untuk menganalisis performa mesin *bending* dan hasil kelengkungan pipa yang optimal.

2.1 Pipa

Pipa merupakan elemen silindris berongga yang digunakan untuk menyalurkan fluida, baik cair maupun gas, serta sebagai komponen struktural dalam berbagai aplikasi industri. Pipa umumnya diproduksi dari berbagai material, seperti baja karbon, baja tahan karat, aluminium, maupun tembaga, tergantung kebutuhan dan kondisi operasionalnya. Pada proses pembentukan, pipa memiliki sifat mekanis yang harus diperhatikan, antara lain kekuatan tarik, ketahanan terhadap tekanan internal, serta kemampuan menahan deformasi ketika dikenai gaya luar. Dalam kaitannya dengan mesin *bending* pipa, karakteristik pipa sangat berpengaruh terhadap kualitas hasil

pembengkokan. Faktor-faktor seperti diameter luar, tebal dinding, serta jenis material pipa akan menentukan seberapa besar gaya yang dibutuhkan dan seberapa baik pipa dapat dibentuk tanpa mengalami kerusakan, seperti retak, kerutan, atau ovalisasi. Oleh karena itu, pemahaman mengenai sifat dan karakteristik pipa sangat penting untuk mendukung proses pembentukan yang optimal pada mesin *bending* pipa.

2.2 Mesin Bending Pipa

Mesin bending pipa merupakan alat untuk pemebntukan logam yang bertujuan untuk memberikan lengkungan pada pipa sesuai dengan radius tertentu tanpa mengurangi kekuatan struktural materialnya. (Hermawan, 2014).

Komponen utama mesin bending pipa mencakup roller untuk menekan pipa agar terjadi gaya bending, sistem penggerak otomatis, dan sistem tuas drat *adjustment*. Sistem ini menggunakan tuas drat yang bertujuan untuk mengatur hasil dari radius kelengkungan pipa yang diinginkan. Beberapa mesin bending juga menawarkan fleksibilitas dengan opsi menggunakan hidrolik. Dalam kajian oleh

2.2.1 Mesin Bending Pipa Terdahulu

Berikut adalah beberapa mesin bending pipa terdahulu :

1. Mesin Bending Pipa Manual



Gambar 2 .1 Mesin Bending Pipa Manual

Sumber: <https://share.google/images/YtTjylHHDAlPvq7X>

Mesin *bending* pipa yang dirancang pada tahun 2024 oleh Mochhammad Karim Al Amin, Dika Anggara, Ruddianto, Eriek Wahyu Restu Widodo, Haidar Natsir Amrullah, Arif Rachman, Elham Aprilian yang merupakan Mahasiswa Politeknik Negeri Surabaya. Mesin bending pipa manual ini menggunakan tenaga manusia dengan bantuan gagang penekan, tanpa memerlukan daya listrik, sehingga murah dan hemat biaya operasionalnya. Namun, cocok hanya untuk membending pipa dengan ketebalan.

Keunggulan utama pada mesin bending pipa ini terletak pada efisiensi operasional dan kemudahan pengoperasiannya. Pengguna hanya perlu memutar bagian handle untuk membentuk pipa sesuai dengan sudut yang diinginkan. Selain itu penggunaan mesin bending pipa manual ini memiliki desain yang ergonomis membuat proses pembengkokan lebih stabil, presisi, dan aman, sehingga sangat cocok digunakan baik untuk kebutuhan industri maupun proyek skala kecil.

2. Mesin Bending Pipa Hidrolik



Gambar 2. 2 Mesin Bending Pipa Hidrolik
(Sumber: <https://share.google/images/Ks11wybG0819UjycD>)

Mesin bending pipa hidrolik yang dirancang Febriyanto, Muh erfin, dan Fhrial Renaldy dari Politeknik Negeri Surabaya adalah mesin yang memanfaatkan tenaga fluida bertekanan tinggi untuk melakukan proses pembengkokan pipa. Sistem ini bekerja

dengan menggunakan pompa hidrolik yang menyalurkan fluida ke silinder hidrolik, sehingga menghasilkan gaya tekan yang besar pada rol atau tuas pembengkok. Dibandingkan dengan mesin bending manual, mesin hidrolik memiliki beberapa keunggulan, terutama dari segi kapasitas, kecepatan, dan kualitas hasil bending.

Mesin ini umumnya digunakan untuk pipa dengan diameter sedang hingga besar, serta material dengan ketebalan dinding yang tinggi, karena tekanan yang dihasilkan sistem hidrolik mampu menjaga bentuk pipa agar tidak mengalami penyok atau kerutan. Proses pengoperasiannya relatif mudah, hanya dengan mengatur tuas pengendali hidrolik sehingga rol penekan bergerak sesuai dengan sudut lengkung yang diinginkan.

Adapun keunggulan dari mesin bending pipa hidrolik antara lain:

1. Tenaga besar, mampu membengkokkan pipa dengan diameter dan ketebalan yang sulit dilakukan oleh mesin manual.
2. Presisi tinggi, hasil lengkungan lebih seragam karena tekanan hidrolik dapat dikendalikan secara stabil.
3. Efisiensi waktu, proses bending lebih cepat sehingga meningkatkan produktivitas kerja.
4. Fleksibilitas, dapat digunakan pada berbagai jenis material pipa, seperti baja, stainless steel, maupun aluminium.

Namun, mesin ini juga memiliki kekurangan, yaitu membutuhkan perawatan khusus pada sistem hidrolik, seperti pengecekan oli, selang, dan seal agar tidak terjadi kebocoran. Selain itu, harga pembuatannya relatif lebih mahal dibanding mesin bending manual.

2.3 Teori Dasar Mesin Bending Pipa

2.3.1 Mekanika Kekuatan Bahan

a. Gaya

Gaya adalah tarikan atau dorongan gaya adalah dorongan, tarikan, atau tarikan pada suatu benda yang memengaruhi gerak benda tersebut. Gaya juga dapat menyebabkan kombinasi efek-efek di atas, yaitu mempercepat/memperlambat dan mengubah arah gerak benda. Penerapan hukum newton :

- Hukum Newton I

$$\sum F = 0 \quad 2.1$$

Suatu benda yang sedang diam akan tetap diam dan benda yang sedang bergerak lurus benturan akan terus bergerak lurus benturan, jika resultan gaya yang bekerja pada benda tersebut sama dengan nol.

- Hukum Newton II

$$a = \frac{\sum F}{m} \quad 2.2$$

Dimana :

a = Percepatan Benda (m/s^2)

F = Gaya yang bekerja pada benda (kg atau N)

m = massa benda (kg)

- Hukum Newton III

$$F_{aksi} = -F_{reaksi}$$

Ketika benda pertama memberikan gaya (gaya aksi) kepada benda kedua, maka benda kedua akan kembali memberikan gaya (gaya reaksi) yang sama besar kepada benda pertama, namun arahnya berlawanan.

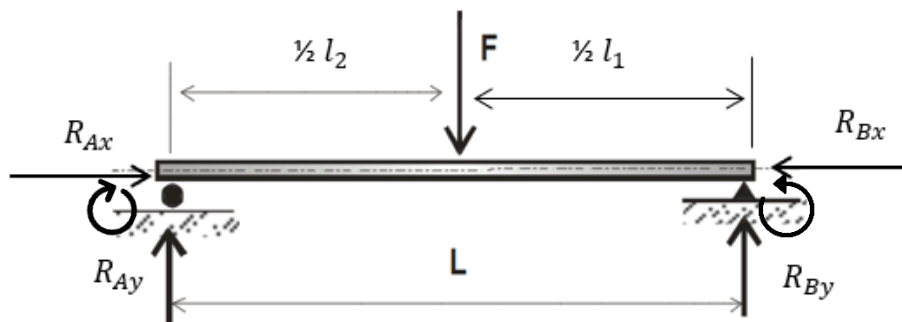
b. Momen

Momen adalah kecenderungan suatu gaya untuk memutar benda terhadap suatu titik atau sumbu tertentu, yang terjadi karena adanya gaya yang bekerja pada jarak tertentu dari titik atau sumbu putar tersebut.

$$M = F \times l \quad 2.4$$

c. Keseimbangan Benda Tegar

Gaya tekan adalah suatu kejadian dimana aksi dan reaksi tidak dalam satu garis kerja. Besarnya momen adalah perkalian gaya (F) dengan jarak (l) dari gaya ke titik yang ditinjau. Berikut ini perhitungan pembagian gaya-gaya yang bekerja dalam suatu bidang.



Gambar 2. 3 Ilustrasi Gaya yang Bekerja
Sumber : (Sufiyanto, 2011)

Berdasarkan pemodelan diatas maka syarat suatu sistem dalam keadaan setimbang adalah :

- $\sum F_x = 0$: Jumlah aljabar dari semua komponen gaya horizontal yang bekerja pada sistem (searah sumbu y)
- $\sum F_y = 0$: Jumlah aljabar dari semua komponen gaya vertikal yang bekerja pada sistem (searah sumbu x).

- $\sum M_o = 0$: Kesetimbangan momen mencegah benda berputar atau mengguling

Maka dari gambar tersebut dapat gaya yang bekerja dapat diuraikan :

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ax} - R_{Ay} = 0 \rightarrow R_{Ax} = R_{Ay} \quad 2.5$$

$$\sum M_y = 0$$

$$F \cdot l - R_{By} \cdot 2l = 0 \rightarrow F \cdot l = R_{By} \cdot 2$$

$$F = \frac{R_{By} \cdot 2l}{l}$$

$$F = R_{By} \cdot 2$$

$$R_{By} = \frac{F}{2} \quad 2.6$$

Substitusikan persamaan (2.6) ke persamaan (2.4)

$$M = F \times L$$

$$M_{maks} = \frac{F}{2} \times \frac{L}{2}$$

$$M_{maks} = \frac{F \cdot L}{4} \quad 2.7$$

Dimana :

M_{maks} = Momen maksimum

F = Gaya (kg atau N)

L = Panjang/Jarak (mm)

2.3.2 Momen Inersia

Momen inersia sebuah partikel yang berotasi ada porosnya didefinisikan sebagai hasil kecil partikel dengan kuadrat ke dua atau momen kelembaman adalah jumlah

perkalian setiap bagian luas suatu penampang. Secara matematis momen inersia dapat dituliskan sebagai berikut.

$$I = m \cdot r^2 \quad 2.8$$

Dimana :

I = Momen Inersia

m = Massa partikel (kg)

r = Jarak Partikel terhadap porosnya (mm)

Momen inersia axial digunakan untuk pembebanan bengkok dan tekuk (*Buckling*) melalui persamaan berikut :

$$I_x = \sum \Delta A \cdot y^2$$

$$I_y = \sum \Delta A \cdot x^2$$

- Momen inersia aksial sumbu x

$$W_{xa} = \Delta A_1 \cdot y_1^2 + \Delta A_2 \cdot y_2^2 + \Delta A_3 \cdot y_3^2 + \dots + \Delta A_n \cdot y_n^2$$

- Momen inersia aksial sumbu y

$$W_{ya} = \Delta A_1 \cdot x_1^2 + \Delta A_2 \cdot x_2^2 + \Delta A_3 \cdot x_3^2 + \dots + \Delta A_n \cdot x_n^2$$

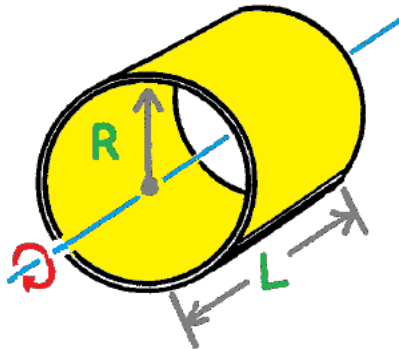
Momen inersia polar digunakan untuk pembebanan bengkok dan tekuk (*Buckling*) melalui persamaan berikut

$$I_p = \sum \Delta A \cdot \rho^2$$

- Momen inersia aksial sumbu y

$$W_{xa} = \Delta A_1 \cdot \rho_1^2 + \Delta A_2 \cdot \rho_2^2 + \Delta A_3 \cdot \rho_3^2 + \dots + \Delta A_n \cdot \rho_n^2$$

a. Silinder Berongga.



Gambar 2. 4 Luas Penampang Pipa
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

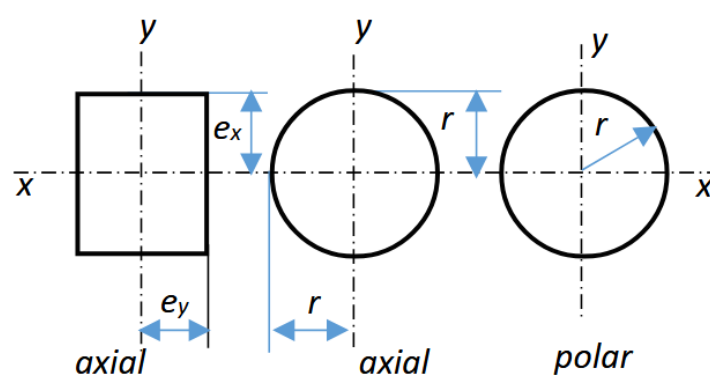
Silinder berongga adalah benda tegar berbentuk lubang yang memiliki lubang atau ruang kosong di bagian tengahnya sepanjang sumbu utamanya. Seperti pada pipa air memiliki dinding yang kuat untuk mengalirkan air. Untuk mencari momen inersia pipa (silinder berongga) berdasarkan luas penampang dapat dihitung, kita bisa menggunakan metode kalkulus integral. Pipa air dianggap sebagai silinder dengan jari-jari dalam (R_1) dan jari-jari luar (R_2). Untuk mencari momen inersia pipa berdasarkan massa dapat dihitung.

$$I = M \cdot R^2 \quad 2.9$$

2.3.3 Momen Tahanan

Momen tahanan adalah luas penampang yang menahan momen, didapat dari momen Inersia dibagi jarak dari sumbu ke sisi terluar, e atau r

$$\text{Momen Tahanan } W = \frac{\text{Momen Inersia } I}{\text{Jarak dari sumbu ke sisi terluar } e \text{ atau } r}$$



Gambar 2. 5 Momen Ketahanan

a. Momen Tahanan Untuk Beban Bengkok

Disebut momen tahanan aksial, momen terhadap sumbu bengkokan x atau y, Dalam satu penampang sebetulnya ada 4 momen tahanan.

- Momen tahanan sumbu x bagian atas, $W_{xa} = \frac{I_x}{e_{xa}}$
- Momen tahanan sumbu x bagian bawah, $W_{xb} = \frac{I_x}{e_{xb}}$
- Momen tahanan sumbu y bagian kiri, $W_{ykr} = \frac{I_y}{e_{ykr}}$
- Momen tahanan sumbu y bagian kanan, $W_{ykn} = \frac{I_y}{e_{ykn}}$

Untuk mencari momen tahanan pipa (silinder berongga) berdasarkan penampang terhadap sumbu x, Karena bentuknya bulat, simetri atas bawah kiri kanan, maka $I_x = I_y$, sehingga $W_x = W_y$ didefinisikan sebagai :

$$I_x = \sum \Delta A \cdot y^2$$

Karena bentuk penampang lingkaran, aling efektif menggunakan koordinat polar :

- Elemen Luas, $dA = r \cdot dr \cdot d\theta$
- Hubungan Koordinat , $y = r \sin \theta$

Substitusi ke definisi momen inersia

$$I_x = \int \Delta A \cdot y^2 = \int (r \cdot dr \cdot d\theta) \cdot (r \sin \theta)^2$$

$$I_x = \int r^3 \cdot \sin^2 \theta \cdot dr \cdot d\theta$$

Batas integrasi pipa, untuk pipa :

- Jari-jari dalam , $r_i = \frac{d}{2}$
- Hubungan Koordinat , $r_o = \frac{D}{2}$
- Jari-jari dalam, $r_1 \leq r \leq r_o$, $0 \leq \theta \leq 2\pi$

Pemisahan Integral

$$I_x = \left(\int_{r_i}^{r_o} r^3 \cdot dr \right) \left(\int_0^{2\pi} \sin^2 \theta \cdot d\theta \right)$$

Gunakan identitas trigonometri :

$$I_x = \left(\int_{r_i}^{r_o} r^3 \cdot dr \right) \left(\int_0^{2\pi} \sin^2 \theta \cdot d\theta \right)$$

$$\int_0^{2\pi} \sin^2 \theta \cdot d\theta = \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos 2\theta}{2} \cdot d\theta = \pi$$

$$\int r^3 dr = \frac{r^4}{4}$$

$$\int_{r_i}^{r_o} r^3 \cdot dr = \frac{1}{4} (r_o^4 - r_i^4)$$

$$I_x = \pi \cdot \frac{1}{4} (r_o^4 - r_i^4)$$

$$I_x = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D}{2} \right)^4 - \left(\frac{d}{2} \right)^4 \right]$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D_{out}^4 - d_{in}^4) \quad 2.10$$

Dimana :

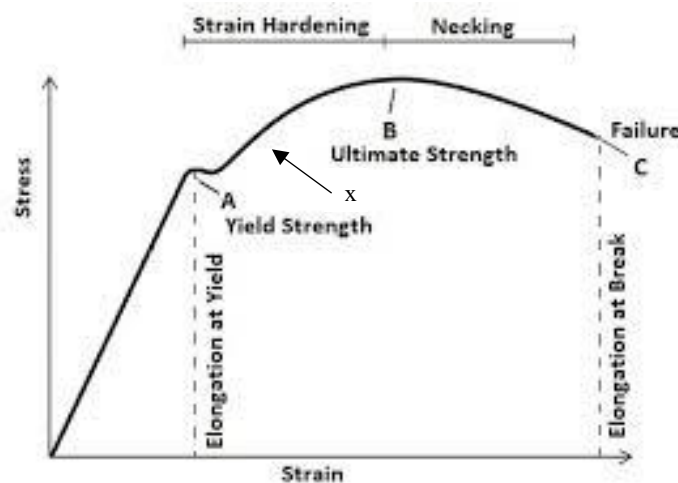
I = Momen Inersia

D_{out} = diameter luar pipa (mm)

d_{in} = diameter dalam pipa (mm)

2.3.4 Tegangan

Tegangan adalah ukuran dari gaya internal yang bekerja didalam suatu benda per satuan luas dari penampang melintang benda tersebut. Tegangan timbul sebagai respon internal material untuk melawan gaya eksternal yang cenderung menyebabkan deformasi dengan mengacu pada data material bahan pipa yang ingin di roll, besarnya proses deformasi pada tegangan bending $\sigma = (\sigma_{bending})$ merujuk pada (σ_{yield}) batas luluh bahan pipa. Dalam proses bending pipa (*forming*) tegangan harus lebih besar dari tegangan luluh minimum tetapi harus berada dibawah titik Kekuatan Tarik Maksimum (*Ultimate Tensile Strength*). Jika proses pengerolan menghasilkan melebihi UTS, material pipa akan memasuki fase *necking* (penyempitan) dan berisiko mengalami kegagalan (*failure*) akan robek, gepeng, dan retak longitudinal.



Gambar 2. 6 Kurva Tegangan-Regangan

Rumus tegangan yang diperlukan untuk proses pengerolan dapat ditentukan menggunakan hubungan empiris gaya per satuan luas sebagai berikut.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 2.11$$

Dimana :

σ = Tegangan (*Stress*)

F = Gaya yang bekerja pada benda (kg atau N)

A = Luas Penampang (mm)

Dalam Sistem Internasional (SI), tegangan diukur dalam Pascal (Pa), dimana 1 Pa = 1 N/m². Satuan umum lainnya adalah Mpa (MegaPascal) atau kg/mm².

d. Tegangan Lentur

$$\sigma_{bending} = \frac{M \cdot l}{I} \quad 2.12$$

σ = Tegangan (*Stress*) (Kg/mm²)

M = Momen Lentur (Bending Momen)

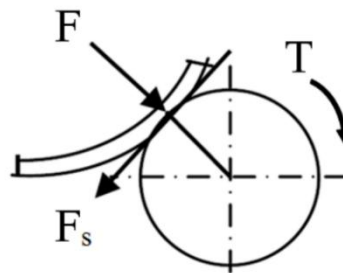
l = Jarak dari Sumbu Netral

I = Momen Inersia

Persamaan tersebut menjelaskan bahwa tegangan lentur berbanding lurus dengan momen lentur dan jarak serat terluar dari sumbu netral, serta berbanding terbalik dengan momen inersia penampang. Pada proses pembengkokan pipa menggunakan mesin bending, nilai tegangan lentur ini menjadi parameter penting untuk memastikan bahwa deformasi yang terjadi masih berada dalam batas elastis atau plastis yang diizinkan, serta memastikan bahwa struktur pipa tidak mengalami kerusakan material.

2.3.5 Gaya dan Torsi

Dalam perancangan mesin bending pipa, diperlukan analisis terhadap gaya dan torsi yang bekerja pada komponen utama seperti *roller*, poros, *sprocket*, dan *gearbox*. Analisis ini bertujuan untuk menentukan besarnya gaya yang dibutuhkan dalam proses pembengkokan pipa, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut. (Sufiyanto,2011)



Gambar 2. 7 Torsi roller
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

- a. Menghitung Gaya Gesek (F_s) :

$$F_s = F \times \mu \quad 2.13$$

Dimana :

F_s = Gaya Gesek

F = Gaya normal (N)

μ = Koefisien Gesek, $0 < \mu < 1$

- b. Menentukan besar torsi yang bekerja (T)

$$T = F_s \times r \quad 2.14$$

Dimana :

T = Torsi (Kg.mm)

F_s = Gaya Gesek (Kg)

r = Jari-jari roller (mm)

2.4 Motor Listrik

Motor listrik adalah komponen krusial pada mesin bending pipa karena berfungsi sebagai penggerak utama yang menghasilkan energi mekanik untuk Menghitung Daya Rencana Motor Listrik dalam perencanaan pemilihan motor yang sesuai dengan kebutuhan maka menggunakan persamaan sebagai berikut, dengan Torsi Kg/mm² :

- a. Menentukan Daya Rencana (Sularso dan Suga,2004)

$$Pd = \frac{\left(\frac{T}{1000}\right) \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60}\right)}{102} \quad 2.15$$

Dimana :

T = Torsi roller (Kg.mm)

n_4 = Putaran Roller (Rpm)

Pd = Daya Rencana Roller 1 inchi

- b. Menghitung Total Mekanis

$$P_{motor listrik} = \frac{P_{yang diperlukan}}{\eta_m} \quad 3.16$$

Dimana :

P_{mt} = Daya Total Mekanis (kW)

P_d = Daya Rencana Motor (kW)

η_m = Rendemen Mekanis ($\eta_m = \eta_{v-belt} + \eta_{roda gigi} + \eta_{gearbox}$)

Efisiensi mekanis dengan menggunakan transmisi *reducer gear, sprocket, v-belt*
Perhitungan Efisiensi mekanis dengan menggunakan transmisi *reducer gear, sprocket, v-belt*
Perhitungan Efisiensi mekanis dengan menggunakan transmisi *reducer gear, sprocket, v-belt*
Perhitungan

Tabel 2. 1 Data Rrendemen Mekanis

Jenis Komponen	Randemen Mekanis	Keterangan
Gearbox Industri	95 % - 98%	Sangat baik untuk aplikasi industri berat
Sprocket	90% - 95%	Sangat baik untuk aplikasi industri berat
Pulley	90% - 95%	Sangat baik untuk aplikasi industri berat
V-Belt	90% - 93%	Sangat baik untuk aplikasi industri berat
Rantai	90% - 94%	Sangat baik untuk aplikasi industri berat

Sumber : (Sufiyanto, 2011)



Gambar 2. 8 Motor Listrik

Sumber: <https://share.google/images/GON08GzqJnfYEFpNv>

2.5 Perencanaan Poros dan Pasak

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dari motor penggerak menuju ke elemen yang digerakkan. Penerus putaran tersebut dapat menggunakan kopling, puli, dan roda gigi. Dengan demikian poros akan terjadi tegangan geser akibat adanya momen puntir atau torsi.

Perhitungan rencana poros yang digunakan pada mesin bending pipa tergantung pada ukuran mesin dan tipe motor penggerak yang digunakan. Untuk mencari torsi serta diameter *shaft* sebagai berikut. (Khurmi dan Gupta, 2005).

2.5.1 Jenis Jenis Poros

Tabel 2. 2 Standar baja panduan untuk poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SND 3	-	95
	SNC 21	Pergeseran Kulit	80
	SNC 22		100
	SNCM 1	-	85
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pergeseran Kulit	90
	SNCM 23		100
Bajaa Khrom (JIS 4104)	SNCM 25	-	120
	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pergeseran Kulit	80
Baja Khrom Nike (JIS 4103)	SCR 22		85
	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pergeseran Kulit	85
	SCM 22		95
	SCM 23	--	100

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.5.2 Material Poros

Material poros bisa dibuat dari bahan berikut : baja karbon atau baja panduan. Contoh bahan panduan untuk poros : ASME 1347, 2140, 4150, 4340, 8650 dsb. Yang bisa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikerburising, misalnya ASME : 1020, 1117, 2315. 4320, 8620, atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya.

Untuk poros – poros yang perlu memiliki bentuk sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

2.5.3 Perhitungan Poros dan Pasak

a. Momen Bending

$$M = W \times L \quad 2.17$$

Dimana :

M = Momen Bending (Kg.mm²)

F = Gaya Yang Bekerja (Kg)

L = Jarak Antara Roller ke *Surface Bearing* (mm)

b. Torsi Ekuivalen (T_e)

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \quad 2.18$$

Dimana :

T_e = Torsi Ekuivalen

M = Momen Bending

T = Torsi Momen Puntir

c. Menentukan Diameter Poros

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e \cdot sf}{\pi \times \tau_a}} \quad 2.20$$

Dimana :

T_e = Torsi Ekuivalen (Kg.mm)

τ = Kekuatan Tarik Bahan Poros (Kg.mm)

d = Diameter Perencanaan *shaft* Roller (mm)

d. Tegangan Geser Aktual Pasak

$$\frac{\tau_a}{Sf_1 \times Sf_2} < C_b \cdot K_t \cdot \tau \quad 2.21$$

Dimana :

τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (Kg.mm)

K_t = Faktor koreksi momen puntir

* 1,0 Jika beban dikenakan halus

* 1,0 – 1,5 Jika beban terjadi sedikit kejutan atau tumbukan

* 1,5 – 3,0 Jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar

C_b = Faktor Koreksi untuk kemungkinan terjadinya beban lentur dimana untuk perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terjadi karena momen puntir saja, dan diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur, sehingga harga C_b ini diambil sebesar 1,0 – 2,3

Sf_1 = *5,6 Digunakan untuk bahan SF

* 6,0 Digunakan untuk bahan SC

Sf_1 = *1,3 – 3,0 Mengantisipasi Pengaruh Pasak

e. Panjang Pasak

$$L = \frac{\pi \times ds^2}{8 \times b} \quad 2.22$$

Dimana :

L = Panjang Pasak (mm)

ds = Diameter Poros (mm)

b = Lebar pasak (mm)

2.5.4 Ukuran Pasak Sesuai standar industri

Tabel 2. 3 Ukuran Pasak

<i>Shaft diameter (mm) upto and including</i>	<i>Key cross-section</i>		<i>Shaft diameter (mm) upto and including</i>	<i>Key cross-section</i>	
	<i>Widht (mm)</i>	<i>Thickness (mm)</i>		<i>Widht (mm)</i>	<i>Thickness (mm)</i>
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Tabel 2. 4 Standar Baja

Nama	Standar Jepasng (JIS)	Standar Amerika (AISI)
		Standar Inggris (BS) Standar Jerman (DIN)
Baja Karbon	S2	AISI 1025, BS060A25
Konstruksi	5C	AISI 1030, BS060A30
Mesin	S2	
	5C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S2	AISI 1040, BS060A40
	5C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45
	S2	AISI 1050, BS060A50, DINSt50,11
	5C	AISI 1055, BS060A55
	S2	
	5C	
	S2	
	5C	
	S2	
	5C	
Baja Tempa	SF 40, 45, 50, 55	ASTM A105-73
Baja Nikel	SNC	BM 653M31

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Lanjutan		
Baja Khrom Molibden	SNC22	BS En36
	SNCM 1	AISI 4337 BSS30M31 AISI 8845 BS En 100D
	SNCM 2	AISI 4340, BS 8171M40, 8116M40, AISI 4315
	SNCM 7	AISI 4320, BS En 325
	SNCM 8	BS En39B
	SNCM22	
	SNCM 23	
	SNCM 25	
Baja Khrom	SCR 3	AISI 5135, BS530A36
	SCR 4	AISI 5140, BS530A40
	SCR 5	AIAI 5145
	SCR 21	AISI 5115
	SCR 22	AISI 5120
Baja Khrom Molibden	SCM 2	AISI 4130, DIN34CrMo4
	SCM 3	AISI 4135, DIN34CrMo4, BS798A37 AISI 4140 DIN
	SCM 4	4140, DIN 42CrMo4,BS708M40AISI 4145
	SCM 5	DIN50CrMo4

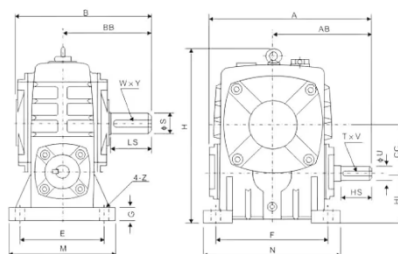
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

2.6 Sistem transmisi penggerak

Sistem transmisi penggerak menggunakan *Gearbox*, *Pulley*, *Sprocket* dan rantai pada mesin *bending* pipa untuk mengkonversi putaran tinggi dari motor menjadi torsi besar dan putaran rendah yang stabil dibutuhkan oleh *roller* untuk menekuk material.

a. *Gearbox*

Pemilihan tipe gearbox yang digunakan dalam penggerak mesin bending pipa yaitu WPA-70 dikarenakan dimensi nya yang compact serta memiliki rasio putaran 1:60, Berikut Spesifikasi *Gearbox* yang dipakai :

Tabel 2. 5 Spesifikasi *Gearbox*

Spesifikasi Produk

Model	WPA 70
Rasio	1:60
Kapasitas Oli	0,6
Estimasi Power 4P (HP)	1
Dimensi A	231 mm
Dimensi AB	140 mm
Dimensi B	194 mm
Dimensi bb	131 mm
Dimensi CC	70 mm
Dimensi H	236 mm
Dimensi HL	70 mm
Dimensi m	150 mm
Dimensi N	190 mm
Dimensi E	115 mm
Dimensi F	150 mm
Dimensi G	20 mm
Dimensi Z	15 mm
Poros Input HS	40 mm
Poros Input U	18 mm
Input Shaft (TxV)	6X3,5
Berat	4 Kg

b. *Pulley*

$$\frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60} = \frac{\pi \times D_2 \times n_2}{60} \quad 2.23$$

Dimana :

D_1 = Diameter Pulley Motor Listrik (mm)

N_2 = Putaran Gearbox (rpm)

N_1 = Putaran Motor Listrik (rpm)

c. Diameter Sprocket

$$P = d \sin \left(\frac{180}{2T} \right) \quad 2.24$$

Dimana :

P = Pitch Rantai (mm)

d = Diameter Sprocket

T = Jumlah gigi sprocket

d. Panjang Keliling Rantai

$$L_p = \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \frac{2C \left(\operatorname{cosec} \left(\frac{180^\circ}{Z_1} \right) + \operatorname{cosec} \left(\frac{180^\circ}{Z_2} \right) \right)^2}{4 \cdot C} \quad 2.25$$

Dimana :

p = Pitch Rantai (mm)

d_k = Diameter Sprocket

Z_2 = Jumlah gigi sprocket

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. 6 Ukuran Standar Rantai

No Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar 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 and Suga, 2004)

2.7 Perencanaan Sabuk *V-Belt*

V-belt merupakan komponen transmisi yang terbuat dari campuran karet alam dan sintetis, beserta berbagai polimer yang dapat menambah kekuatan pada *V-belt*. *V-belt* sendiri bagian penampangnya berbentuk trapesium. *V-belt* sendiri berfungsi untuk mentransmisikan daya antar poros melalui *pulley* yang berputar dengan kecepatan yang sama atau berbeda. Berikut ini adalah kelebihan dan kekurangan dari penggunaan *V-belt*



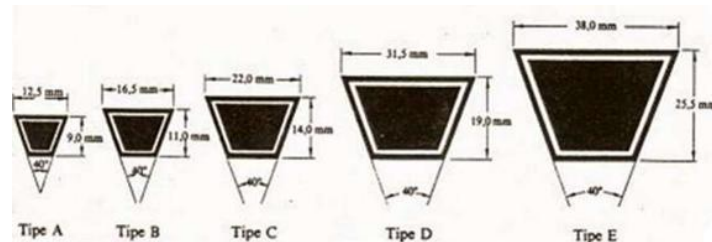
:

Gambar 2. 9 *V-Belt* A-36

Sumber: <https://www.cahayaglobalteknik.com/wp-content/uploads/2020/06/WORM-GEAR-WPA-.png>

2.7.1 Pemilihan V-Belt

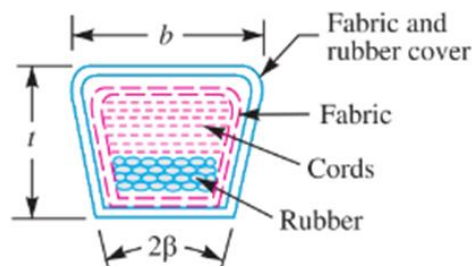
Berdasarkan *Indian Standards* (Standards, 1994), bahwa *V-belt* sendiri memiliki 5 macam tipe diantaranya adalah tipe A, B, C, D, dan E.



Gambar 2. 10 Tipe V-Belt

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Dimensi *v-belt* ini mengarah pada ukuran dan spesifikasi fisik dari *v-belt* dalam sistem transmisi daya.

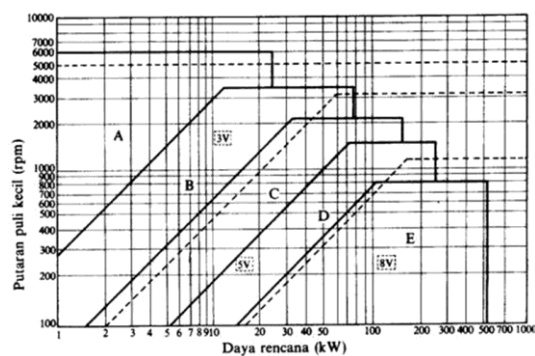


Gambar 2. 11 Anatomi V-Belt

Sumber: (Khurmi and Gupta, 2005)

v-belt perlu dilakukan agar tidak terjadi kehilangan gaya-gaya yang ditransmisikan.

Pemilihan *v-belt* dapat dilakukan berdasarkan katalog yang ada sebagaimana yang dapat dilihat pada (Gambar 2.13) mber: (Khurmi and Gupta, 2005)

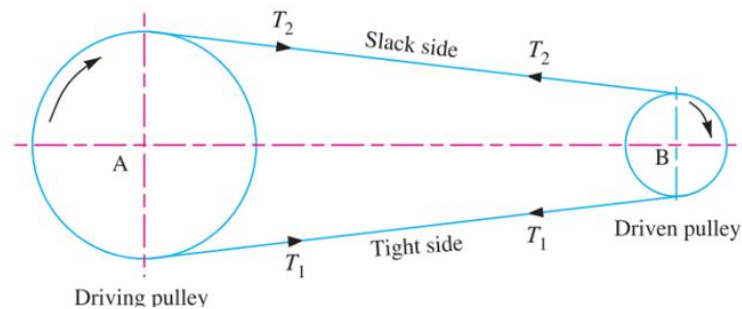


Gambar 2. 12 Diagram V-Belt

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

a. Panjang Keliling Sabuk

Panjang *v-belt* merupakan jarak total dari ujung *belt* saat terpasang di dalam sistem, termasuk bagian yang mengelilingi *pulley*. (Khurmi dan Gupta, 2005)



Gambar 2. 13 Panjang V-Belt
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4x} \quad 2.26$$

Dimana :

- L = Panjang total sabuk yang dibutuhkan. (mm/in)
- C = Jarak Pusat dari d (Pulley Kecil) ke D (Pulley Besar).
- d = Diameter puli 1/Driver Pulley. (mm/in)
- D = Diameter puli 2/Driver Pulley. (mm/in)
- π = Pi (Konstanta matematika, 3,14),

Tabel 2. 7 Spesifikasi *V-Belt*

Spesifikasi Produk	
Model Sabuk	BANDO A36
Tipe	A
Material	Rubber
Berat V-Belt	0,1 kg
Panjang Belt	13
Lebar Belt	8 mm
Tensile Strenght	4,4 kN
Efktif Pitch	914 mm
Elongasi	3 %

Sumber : (<https://www.monotaro.id/s004449924.html>)

Tabel 2. 8 Ukuran Penampang *V-Belt*

<i>Type of Belt</i>	<i>Power Ranges in kW</i>	<i>Minimum</i>			<i>Weight per Metre Length in Newton</i>
		<i>Pitch Diameter of Pulley (D) mm</i>	<i>Top Width (b) mm</i>	<i>Thickness (t) mm</i>	
A	0,7-3,5	75	13	8	1,06
B	2-15	125	17	11	1,89
C	7,5-75	200	22	14	3,43
D	20-150	355	32	19	5,96
E	30-350	500	38	23	-

Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

2.7.2 Rasio Tegangan

Dalam perencanaan transmisi daya yang digunakan ini adalah *belt* yang terpasang pada dua buah *pulley*, diantaranya adalah *pulley* penggerak (*pulley* 2) dan *pulley* yang digerakkan (*pulley* 1).

a. Kecepatan V-Belt

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad 2.27$$

Dimana :

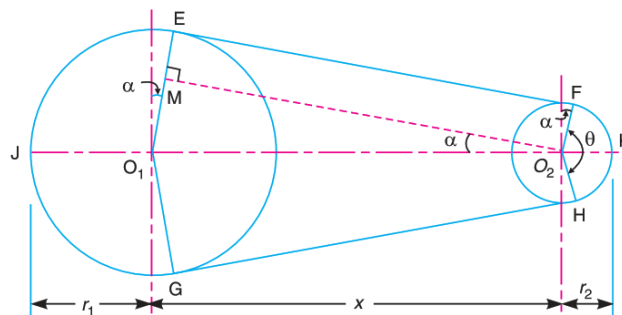
v = Kecepatan *Belt* (m/s)

π = Phi (bernilai 3,14 atau $\frac{22}{7}$)

d = Diameter *Pulley* (m atau mm)

n = Banyaknya Putaran yang Dilakukan *Pulley* (rpm)

b. Sudut Kontak



Gambar 2. 14 Sudut kontak
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2005)

$$\sin \alpha = \frac{D_2 - D_1}{C} \quad 2.28$$

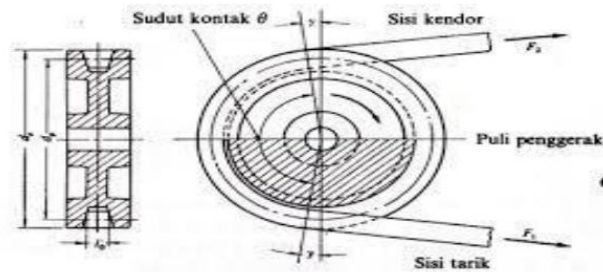
Dimana :

C = Jarak Pusat Pulley Besar dan Pulley Kecil (mm)

D_2 = Diameter Pulley Besar (mm/in)

D_1 = Diameter Pulley Kecil (mm/in)

c. Perhitungan Sisi Ketat dan Sisi kendur *V-Belt*



Gambar 2. 15 Sisi ketat
Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

$$2,3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \times \theta \quad 2.29$$

Dimana :

T_1 = Tegangan sisi ketat (maksimum)

T_2 = Tegangan sisi kendur (minimum)

μ = koefisien gesek

θ = Sudut kontak dalam radian

Nilai Koefisien Gesek :

Tabel 2. 9 Nilai Koefisien Gesek

Belt material	Pulley material						
	Cast iron, steel			Wood	Compressed paper	Leather face	Rubber face
	Dry	Wet	Greasy				
1. Leather oak tanned	0.25	0.2	0.15	0.3	0.33	0.38	0.40
2. Leather chrome tanned	0.35	0.32	0.22	0.4	0.45	0.48	0.50
3. Convass-stitched	0.20	0.15	0.12	0.23	0.25	0.27	0.30
4. Cotton woven	0.22	0.15	0.12	0.25	0.28	0.27	0.30
5. Rubber	0.30	0.18	—	0.32	0.35	0.40	0.42
6. Balata	0.32	0.20	—	0.35	0.38	0.40	0.42

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

d. Daya Transmisi Sabuk

Daya Transmisi *V-belt* adalah daya mekanik yang dapat disalurkan dari poros penggerak ke poros yang digerakkan melalui sabuk V akibat adanya perbedaan tegangan antara sisi kencang dan sisi kendur sabuk.

$$P = \frac{(T_2 - T_1) \times v}{75} \quad 2.30$$

Dimana :

T_1 = Tegangan sisi ketat (maksimum)

T_2 = Tegangan sisi kendur (minimum)

P = Daya Motor Listrik

v = Kecepatan Belt. (m/s)

2.7.3 Menentukan Jumlah *V-Belt*

Jumlah sabuk *V-Belt* untuk transmisi daya mesin bending pipa ditentukan berdasarkan Sudut Kotak, Rasio Tegangan sisi ketat dan Sisi Kendur *Belt* faktor koreksi sudut kontak ($C\theta$), daya nominal per sabuk (P_n) yang sesuai dengan kecepatan putaran rencana. faktor ini dirujuk pada tabel berikut (Sularso dan Suga, 2004) :

$$N = \frac{P_d}{P_o \cdot k_o} \quad 2.31$$

Dimana :

N = Jumlah Belt yang dibutuhkan

p_d = Daya Rencana Roller (kW)

p_o = Daya transmisi belt (kW)

k_o = Faktor koreksi sudut kontak

Tabel 2. 10 Faktor Koreksi Sudut ($C\theta$)

Sudut Kontak (Derajat)	Faktor Koreksi ($C\theta$)
180	1.00
170	0.98
160	0.95
150	0.92
140	0.89
130	0.86
120	0.82
110	0.78
100	0.74
90	0.69

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

Tabel 2. 11 Daya Nominal per *Belt* (P_n)

rpm	2.00"	3.20"	3.40"	3.60"	3.80"	4.00"
485	0.68	0.79	0.91	1.04	1.14	1.27
575	0.76	0.91	1.05	1.18	1.32	1.46
690	0.87	1.04	1.20	1.36	1.53	1.69
725	0.91	1.08	1.25	1.42	1.58	1.76
870	1.04	1.23	1.43	1.63	1.82	2.03
950	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96	2.17
1160	1.25	1.51	1.77	2.03	2.27	2.53
1425	1.43	1.74	2.04	2.34	2.66	2.96

Sumber : (*Bando USA, Inc. (2021)*. V-Belt Design Manual. *Itasca, IL: Bando USA, Inc.*)

Tabel 2. 12 Faktor Koreksi Panjang Belt (CL)

Nomor Standar Belt (Tipe B)	Faktor Koreksi (CL)
B-17 - B-28	0.80 - 0.87
B-29 - B-37	0.88 - 0.94
B-38 - B-48	0.95 - 0.99
B-49 - B-63	1.00 - 1.04
B-64 - B-83	1.05 - 1.09

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

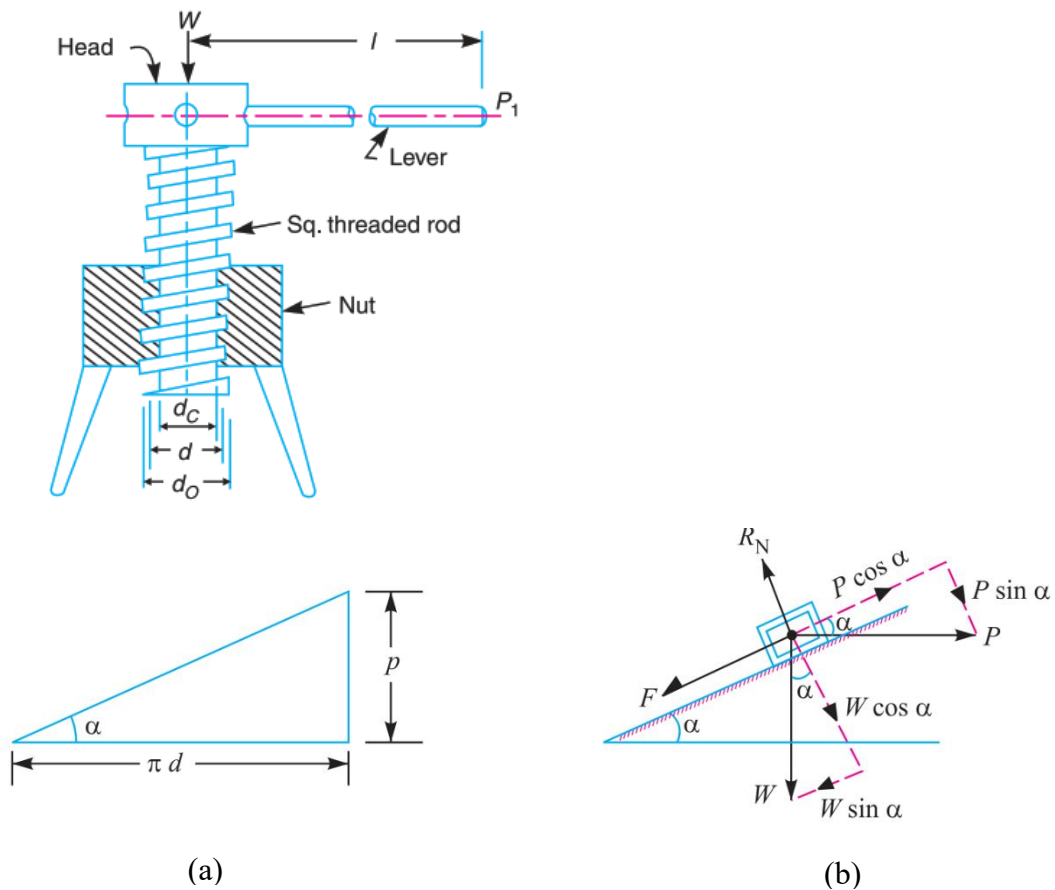
2.8 Perencanaan Ulir Penekan (*Power Screw*)

Ulir dan Baut pada mekanisme penekan mesin bending pipa sangat krusial karena komponen ini bertanggung jawab untuk menghasilkan gaya tekan yang diperlukan agar pipa mengalami deformasi plastis (melengkung) sesuai radius yang diinginkan.

2.8.1 *Square Threads*

Ulir persegi adalah jenis ulir yang memiliki penampang berbentuk persegi, di mana lebar puncak ulir sama dengan lebar lembah ulir, dan sisi ulir tegak lurus terhadap sumbu sekrup. (Khurmi dan Gupta, 2005).

a. Gaya tangesial ulir



Gambar 2. 16 Screw Thread
Sumber : (Khurmi and Gupta, 2004)

Bila satu putaran penuh dari ulir screw digambarkan, akan terbentuk bidang miring seperti pada gambar (a). Dari gambar geometri diperoleh. (Khurmi and Gupta, 2005). :

$$\tan \alpha = \left(\frac{p}{\pi \cdot d} \right) \quad 2.32$$

Dimana :

p = pitch pada ulir

d = diameter rata2 screw $d = \frac{d_o + d_c}{2}$

a = Sudut Kemiringan

b. Beban Gaya Ulir

Pada gambar Gambar (b) tersebut merupakan sebuah Diagram Benda Bebas (*Free Body Diagram*) yang menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada sebuah benda di permukaan miring. Berikut adalah penjelasan komponen gaya yang ada di gambar tersebut. :

- (*Weight*): Gaya berat benda yang arahnya selalu tegak lurus ke bawah menuju pusat bumi.
- RN atau (*Normal Force*): Gaya normal, yaitu gaya reaksi dari permukaan bidang yang arahnya selalu tegak lurus dengan bidang sentuh.
- (*Friction*): Gaya gesek yang arahnya berlawanan dengan arah gerak atau kecenderungan gerak benda (dalam gambar ini, gaya gesek menahan benda agar tidak terdorong ke atas).
- (*Applied Force*): Gaya luar yang diberikan secara horizontal untuk mendorong benda.

- (Alpha): Sudut kemiringan bidang terhadap garis horizontal.

Sudut kemiringan ulir dapat diturunkan dalam gerak partikel benda yang bekerja dengan syarat suatu sistem dalam keadaan setimbang :

$\sum F_x = 0$: Menghitung besarnya gaya normal.

$\sum F_y = 0$: Menghitung besarnya gaya dorong minimum agar benda bergerak atau tetap diam.

Penyelesaian :

Bila Beban diturunkan, maka gaya gesek $F_{gesek} = \mu \cdot R_{normal}$ akan mengarah keatas. Penyelesaian gaya-gaya sepanjang bidang miring.

$$\sum F_x = 0$$

$$+F - \cos \alpha - \mu \cdot R - W \cdot \sin \alpha = 0$$

$$P \cdot \cos \alpha = \mu \cdot R_{normal} - W \cdot \sin \alpha \quad 2.33$$

Penyelesaian gaya-gaya yang tegak lurus bidang.

$$\sum F_y = 0$$

$$+F - \cos \alpha - \mu \cdot R - W \cdot \sin \alpha = 0$$

$$Rn = W \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \alpha \quad 2.34$$

Substitusikan dari persamaan (2) ke (1), maka :

$$P \cdot \cos \alpha = \mu \cdot (W \cdot \cos \alpha - P \cdot \sin \alpha) - W \cdot \sin \alpha$$

$$P \cdot \cos \alpha = \mu \cdot W \cdot \cos \alpha - \mu \cdot P \cdot \sin \alpha - W \cdot \sin \alpha$$

$$P \cdot \cos \alpha + \mu \cdot P \cdot \sin \alpha = \mu \cdot W \cdot \cos \alpha - W \cdot \sin \alpha$$

Maka P (gaya dorong ulir) diperoleh

$$P = W \frac{(\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)}{(\cos \alpha + \mu \cdot \sin \alpha)} \quad 2.35$$

Substitusikan harga $\mu = \tan \emptyset = \frac{\sin \emptyset}{\cos \emptyset}$ kedalam persamaan (3)

$$P = W \frac{(\tan \emptyset \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)}{(\cos \alpha + \tan \emptyset \cdot \sin \alpha)}$$

Ketika nilai $\tan \emptyset$ diganti dengan $\frac{\sin \emptyset}{\cos \emptyset}$, maka bagian pembilang dan penyebut kalikan

dengan $\sin \emptyset$ untuk menghilangkan pecahan di dalam pecahan.

$$P = W \frac{\left(\frac{\sin \emptyset}{\cos \emptyset} \cdot \cos \alpha - \sin \alpha\right)}{\left(\cos \alpha + \frac{\sin \emptyset}{\cos \emptyset} \cdot \sin \alpha\right)} \quad \text{Dikali } \cos \emptyset$$

Maka rumus jumlah sudut kemiringan ulir

$$P = W \frac{(\sin \emptyset \cdot \cos \alpha - \cos \emptyset \cdot \sin \alpha)}{(\cos \emptyset \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \sin \emptyset)}$$

disederhanakan menggunakan identitas trigonometri, diperoleh

$$P = W \frac{\sin(\emptyset - \alpha)}{\cos(\emptyset - \alpha)}$$

Maka bentuk akhirnya

$$P = W \cdot \tan(\emptyset - \alpha) \quad 2.36$$

c. Torsi pada ulir

Jadi Torsi yang diperlukan mengatasi gesekan antara screw dan mur adalah :

$$T_1 = P \cdot \frac{d}{2} = W \cdot \tan(\emptyset - \alpha) \cdot \frac{d}{2} \quad 2.37$$

Dimana :

T = Torsi yang bekerja pada ulir (kg.mm)

W = Beban Aktual gaya (kg)

r = jari-jari baut (mm)

2.9 Bantalan

Bantalan merupakan elemen mesin yang digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Perencanaan bantalan disesuaikan dengan beban yang bekerja pada poros tersebut, sehingga poros dapat bekerja dengan baik.



Gambar 2. 18 Bearing UCF-206



Gambar 2. 17 Bearing UCT-206

Tipe *bearing* yang digunakan adalah ASB UCF206-12 & UCT206-12 dengan ukuran diameter poros 30 mm. Spesifikasi bearing ASB UC204-12 dapat dilihat pada tabel sebagai berikut. Bantalan Merk ASB UCF-206

Data Bantalan :

Diameter lubang (d)	= 30 mm
Diameter Luar (D)	= 45 mm
Lebar Cincin	= 14 mm
Kapasias Nominal Bantalan Dinamis (C)	= 1988,45 Kg
Kapasitas nominal bantalan statis (C ₀)	= 1142,08 Kg

Data Bantalan Merk ASB UCT-206 :

Diameter lubang (d)	= 30 mm
Diameter Luar (D)	= 45 mm
Lebar Cincin	= 14 mm
Kapasias Nominal Bantalan Dinamis (C)	= 1988,45 Kg
Kapasitas nominal bantalan statis (C ₀)	= 1142,08 Kg

Bantalan yang digunakan dalam mesin bending pipa dapat diklasifikasikan berikut :

1. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros
2. Bantalan Gelinding
3. Bantalan luncur
4. Berdasarkan arah beban terhadap poros
5. Bantalan radial
6. Bantalan aksial
7. Bantalan gelinding khusus

Data Bantalan dan Ukuran Bantalan dapat diketahui dengan persamaan berikut.

2.9.1 Beban ekuivalen dinamis

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturers Association*) Beban ekuivalen dinamis adalah suatu beban yang, memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran yang sebenarnya, maka nilai $V = 1$, harga faktor $X = 0,56$, dan $Y = 2$, (Niemen 1992).. Beban ekuivalen dinamis

dihitung dengan rumus. (Khurmi, R.S dan Gupta, J.K. (2005). a Text Book of Machine Design).

$$Pr = X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_a \quad 2.38$$

Dimana :

Pr = beban equivalen Dinamis (kg)

X = Faktor beban radial

V = Faktor putaran

W_r = Beban radial (kg)

Y = Faktor beban aksial

W_r = Beban aksial (kg)

Adapun beberapa faktor yang diperhatikan dalam perencanaan bantalan ini yaitu :

a. Faktor Kecepatan Putaran (F_n) (Sularso dan Suga, 2004)

Faktor kecepatan putaran bantalan merupakan konsep yang merujuk pada pengaruh kecepatan rotasi terhadap kinerja dan efisiensi bantalan dalam sistem mekanis.

Rumus yang dapat digunakan adalah. (Sularso dan Suga, 2004):

$$L_{10} = \left| \frac{33,3}{n} \right|^{1/3} \quad 2.39$$

Dimana :

f_n = Faktor kecepatan putaran Bantalan

n = Banyaknya Putaran Pada *Pulley* yang Digerakkan (rpm)

b. Menghitung Beban Dinamis

Faktor umur bantalan merupakan elemen-elemen yang mempengaruhi lamanya waktu atau jumlah putaran bantalan dapat beroperasi. Rumus yang dapat digunakan adalah sebagai berikut (Sularso dan Suga, 2004) :

$$f_h = f_n \frac{C}{p} \quad 2.40$$

$$C = Pr \frac{f_h}{f_n} \quad 2.41$$

c. Faktor Umur Bantalan

$$f_h = f_n \frac{C}{p} \quad 2.42$$

Dimana :

f_n = Faktor kecepatan putaran

f_h = Faktor umur

C = Beban normal spesifik (kg)

p = Beban ekivalen dinamis (kg)

d. Faktor Keandalan Umur Bantalan

Faktor keandalan umur bantalan (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004)

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times l_n \quad 2.43$$

Dimana :

L_n = faktor keandalan umur bantalan

a_1 = faktor kenadalan (Tabel) yaitu $a_1 = 1$ bila keandalan 90%
diapaki seperti biaanya atau 0,21 bila keandalan 99% dipakai.

a_2 = Faktor bahan yaitu jika $a_2 = 1$ untuk bahan baja bearing yang

dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk baja

Bearing di gas hampa.

A3 = Faktor kerja yaitu jika $a_3 = 1$ untuk kondisi kerja normal, dan kurang 1 untuk hal-hal berikut ini:

- Bearing bola, dengan pelumasan minyak berviskositas 12 (cSt) atau kurang.
- Bearing rol, dengan pelumasan minyak berviskositas 20 (eSt) atau kurang.
- Kecepatan rendah, yang biasanya sama dengan atau kurang dari 10000 rpm dibagi diameter jarak bagi elemen gelinding.

Tabel 2. 13 Faktor Keandalan Bearing

Faktor Keandalan (%)	L_n	A1
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

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)

e. Umur nominal bantalan

Umur nominal bantalan merupakan jumlah putaran atau jam pada kecepatan konstan tertentu yang dapat dijalankan bantalan sebelum munculnya tanda-tanda pertama kelelahan pada material salah satu cincin atau elemen penggulung. Rumus yang dapat digunakan dalam mencari umur nominal bantalan ini adalah sebagai berikut (Sularso dan Suga, 2004) :

$$L_n = 500 \times f_h^3 \quad 2.44$$

Dimana :

L_h = Umur nominal bantalan (jam)

f_h = Umur bantalan

Tabel 2. 14 Umur bantalan

2000 – 4000	5000 - 15000	20000 – 30000	40000 - 60000
Pemakaian jarang	Pemakaian Sebentar-sebentar (tidak terus menerus)	Pemakaian terus – menerus	Pemakaian terus- menerus dengan keandalan tinggi

Sumber : (Sularso and Suga, 2004)