

### 3. PERENCANAAN MESIN

#### 3.1 Pemilihan Mekanisme Mesin Uji Tarik

Setelah dijelaskan mengenai data-data yang ada di atas maka pemilihan alternatif dilakukan untuk memperoleh hasil yang paling sesuai, karena akan menyangkut kualitas dari rancangan yang akan dibuat.

##### 3.1.1 Pemilihan Pencekam

Pemilihan pencekam sangat penting karena pencekam ini berfungsi untuk mencekam spesimen agar tidak lepas pada saat ditarik. Pada perencanaan ini dipilih pencekam tipe *Collet* berdasarkan kelebihan-kelebihan yang ada. Antara lain adalah pada tipe *collet* memiliki karakteristik dapat digunakan untuk spesimen dengan ukuran yang bervariasi dalam rentang tertentu.

Pencekam tipe *collet* cocok digunakan untuk keperluan pengujian spesimen yang kecil, karena spesimen tidak perlu dilakukan proses *machining* seperti pada spesimen untuk pencekam tipe ulir. Pada pencekam ulir spesimen harus dilakukan proses pembuatan ulir terlebih dahulu. Dengan dimensi spesimen yang kecil maka proses pembuatan ulir ini tidaklah mudah, maka pencekam tipe ulir kurang efisien digunakan untuk spesimen yang kecil.

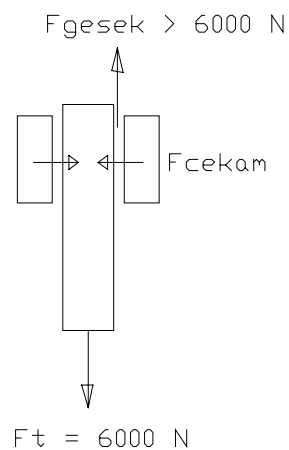
Pencekam tipe slot kurang efisien dalam hal logistik, karena untuk membeli pencekam tipe slot sulit didapatkan. Sedangkan untuk membuatnya membutuhkan proses *machining* yang presisi, namun dengan sumber daya yang ada kurang bisa menangani hal ini. Apabila beli buatan luar negeri sangat mahal.

Pencekam yang direncanakan menggunakan pencekam tipe *collet chuck* bor, karena tipe ini memiliki kekuatan cekam cukup besar untuk spesimen berdimensi kecil. Dipilih *Collet chuck* dengan spesifikasi CHCK = 1,5 – 13 mm  $\varnothing$  ½ - 20 UNF. Tipe ini adalah tipe yang memiliki dimensi sedang atau tengah-tengah. Tipe lainnya memiliki dimensi yang terlalu besar dan juga terlalu kecil, sehingga tidak dapat digunakan untuk keperluan perancangan. Tipe yang dipilih memiliki tiga buah batang cekam yang dapat dirapatkan sampai ketiga plat saling

bersentuhan. Bahan dari plat cekam terbuat dari besi *carbide* sehingga tahan aus. Body *chuck* dilapisi *chrome* agar tidak mudah terjadi korosi.

Tipe ini juga memiliki kelebihan-kelebihan dibanding tipe yang lainnya, antaranya adalah banyak dijual di toko-toko perkakas dan mudah dalam penggunaannya. Harga lebih murah dibanding tipe pengecam lainnya.

Gaya cekam minimum yang harus dihasilkan oleh pengecam agar dapat mencekam spesimen sehingga tidak lepas adalah 10000 N. Sehingga momen yang harus diberikan pada kunci pengencang dapat dihitung dengan hubungan persamaan sebagai berikut:



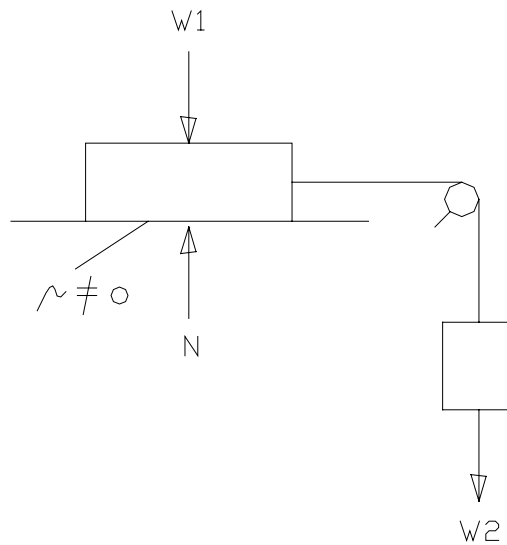
Gambar 3.1 Gaya Yang Terjadi Saat Spesimen Ditarik

$$F_{gesek} = \mu \cdot P \geq 6000 \text{ N}$$

$$F_{cekam} = P \geq F_{gesek} / \mu$$

$P$  adalah gaya normal dan besarnya sama dengan  $F_{cekam}$

Koefisien gesek berdasarkan referensi adalah sebesar 0,4 – 0,6 untuk gesekan logam dengan logam. Pada perencanaan ini koefisien geseknya diperbesar dengan cara memberi profil pada permukaan logam sehingga koefisien geseknya akan bertambah besar. Untuk mengetahui besarnya koefisien gesek dapat dilakukan percobaan sebagai berikut:



Gambar 3.2 Percobaan Untuk Mengetahui Besarnya Koefisien Gesek

$$F = \mu \cdot N$$

$$W_2 = \mu \cdot W_1$$

$$\mu = W_2 / W_1$$

Dari percobaan di atas koefisien gesek diperoleh sebesar 0,8. Maka  $F_{\text{cekam}}$  dapat dihitung sebagai berikut:

$$F_{\text{gesek}} = \mu \cdot P \geq 6000 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{cekam}} = P &\geq F_{\text{gesek}} / \mu \\ &\geq 6000 / 0,8 \\ &\geq 7500 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{\text{jepit}} \geq 7500 \text{ N}$$

Dari gambar 2.17 besarnya  $\alpha$  diketahui sebesar  $20^\circ$ , maka besarnya  $W$  dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W &= \text{tg } 70 \cdot 7500 \\ &= 20606,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\frac{Q}{\sin \varphi + \theta} = \frac{W}{\sin \gamma}$$

$$\frac{Q}{\sin 45} = \frac{20606,1}{\sin 45}$$

$$Q = 20606,1 \text{ N}$$

$$Q = M_{\text{out}} / r$$

$$\begin{aligned} M_{\text{out}} &= Q \cdot r \\ &= 20606,1 / 2 \\ &= 10303 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

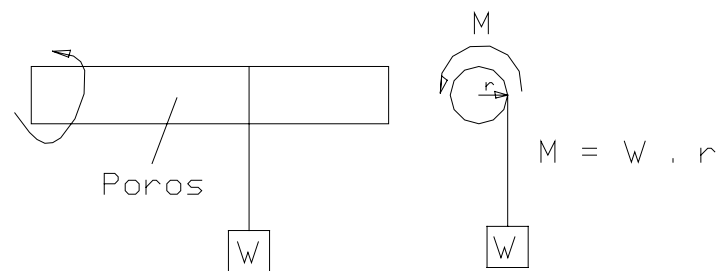
$$M_{\text{out}} = F \cdot r_2$$

$$\begin{aligned} F &= M_{\text{out}} / r_2 \\ &= 10303 / 25 \\ &= 412,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$M_{\text{in}} = F \cdot r_1$$

$$\begin{aligned} &= 412,1 \cdot 5 \\ &= 2060,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Untuk mengukur kemampuan tangan apakah dapat menghasilkan momen sebesar yang dibutuhkan di atas atau tidak. Maka dilakukan eksperimen dengan cara menggunakan sebuah poros berdiameter sama dengan poros pengencang *collet* yang digunakan, lalu diberi beban dengan cara digantung pada seutas tali yang dihubungkan pada poros tersebut. Setelah dilakukan percobaan, terbukti tangan mampu menghasilkan momen sebesar momen yang dibutuhkan. Sehingga momen yang dibutuhkan dapat dipenuhi.



Gambar 3.3 Percobaan Untuk Mengetahui Besarnya Momen

### 3.1.2 Pemilihan Kerangka

Kerangka mesin uji tarik berfungsi untuk menahan gaya-gaya yang terjadi pada saat penarikan. Fungsi kerangka harus sesuai dengan kerja uji tarik. Pada perencanaan ini dipilih kerangka dengan dua kolom seperti pada gambar 2.17. Pemilihan ini adalah pilihan yang paling tepat karena hanya untuk uji tarik saja dan berkapasitas tidak terlalu besar. Sedangkan kerangka dengan empat kolom memiliki dua kegunaan yaitu untuk uji tarik dan uji tekan, hal ini tidak efisien karena yang dibutuhkan hanya uji tarik saja. Perbedaannya dengan dua kolom yaitu, dengan menggunakan sistem hidrolik dengan *single acting* sudah dapat melakukan dua pengujian. Sedangkan tipe dua kolom dengan menggunakan sistem hidrolik *single acting* hanya dapat melakukan satu pengujian saja. Jika memilih kerangka dengan empat kolom maka akan terjadi ketidakefisienan dalam penggunaan material.

Kerangka dengan dua kolom dipilih karena telah dapat memenuhi kriteria untuk uji tarik yang sesuai dengan kebutuhan.

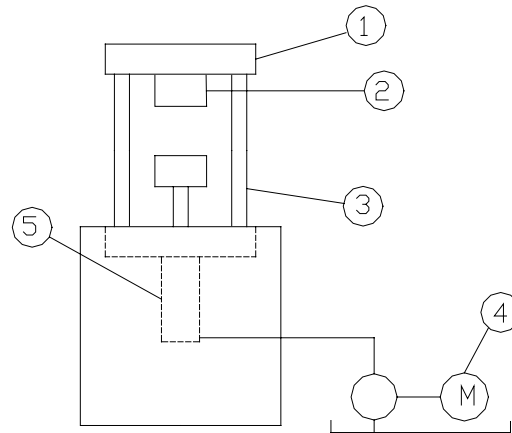
### 3.1.3 Pemilihan Sistem Penarik

Pemilihan sistem penarik sesuai dengan kapasitas mesin uji tarik yang akan dirancang, sehingga mesin dapat bekerja sesuai dengan rancangan. Pemilihan sistem hidrolik untuk sistem penarik merupakan pilihan yang tepat untuk kapasitas mesin yang dirancang, karena dengan sistem hidrolik akan

dihasilkan gaya yang besar. Sehingga sistem hidrolik mampu beroperasi sesuai dengan rancangan yaitu menarik besi berdiameter 2,7 mm hingga putus.

Pemilihan sistem hidrolik juga dengan pertimbangan akan kebutuhan gerak penarikan yang konstan dan dapat bekerja secara semi otomatis. Sedangkan untuk sistem penarik mekanik tidak bisa memenuhi kriteria di atas. Seperti yang ada pada BLKI Surabaya terdapat suatu mesin uji tarik dengan sistem penarik secara mekanik. Dengan sistem ulir untuk penariknya dan dengan menggunakan tenaga konvensional, maka biasanya digunakan untuk pengujian material *non ferrous*.

### 3.1.4 Bagian-bagian Utama Mesin Uji Tarik



Keterangan:

1. Crossbar
2. Pencekam
3. Kolom
4. Motor dan Pompa
5. Piston dan sistem hidrolik

Gambar 3.4 Bagian utama Mesin Yang Dirancang

#### 1.2 Beban Tarik Maksimum

Besarnya beban tarik pada saat pengujian dilakukan ditentukan oleh ukuran dan kekuatan maksimum spesimen. Besar gaya tarik ( $F$ ) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$F = P \cdot A$$

Dimana:

$P$  : Kekuatan tarik spesimen. Dalam perencanaan ini diambil spesimen St 90 dengan kekuatan tarik sebesar  $882 \text{ N/mm}^2$  (Referensi 11)

$A : \frac{\pi \cdot d^2}{4}$  Luas penampang spesimen. Dalam perencanaan ini menggunakan spesimen dengan diameter maksimum  $D_{max} = 2,7 \text{ mm}$ . Maka besarnya  $A$  adalah  $5,72 \text{ mm}^2$

$$\begin{aligned}
 F &= 882 \text{ N/mm}^2 \cdot 5,72 \text{ mm}^2 \\
 &= 5045,04 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dengan memberikan faktor *over load* pada perencanaan sebesar lebih kurang 10%, maka besar gaya tarik yang perencanaan ditetapkan sebesar 6000 N.

*Over load* sebesar 10 % dimasukkan dalam perencanaan dengan pertimbangan adanya kemungkinan-kemungkinan ketidak samaan data spesimen dengan realitas spesimen.

### 3.3 Perencanaan *Crossbar*

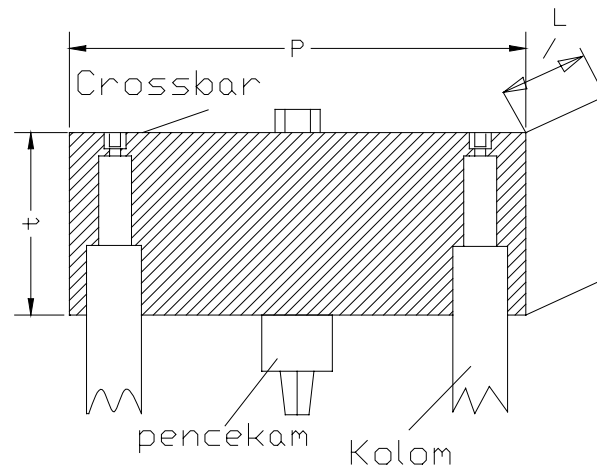
Konstruksi *crossbar* pada kolom direncanakan seperti pada gambar 3.2 di bawah ini. Kedua *crossbar* dipasangkan pada kolom dengan dukungan tetap.

#### 3.3.1 Menentukan Bentuk dan Dimensi *Crossbar*

*Crossbar* direncanakan terbuat dari balok pejal dengan pertimbangan memiliki kekuatan lebih besar terhadap momen bending dibanding dengan bentuk yang lain. Seperti bentuk bulat pejal, besi profil U, bulat berongga ataupun bentuk balok berongga. Juga memiliki kelebihan mudah dalam pemakaiannya.

Dimensi yang dipilih memiliki panjang efektif 200 mm dengan pertimbangan semakin kecil panjangnya maka semakin kecil pula momen yang terjadi. Juga mempertimbangkan ukuran *collet*, karena berhubungan dengan kemudahan dalam menggunakannya. Lebar dan tinggi dipilih 100 mm dan 70 mm dengan pertimbangan dapat menghasilkan kekuatan pada momen tahanannya.

Bahan *crossbar* terbuat dari besi St 60, dengan pertimbangan besi ini banyak tersedia dipasaran dan memiliki kekuatan yang cukup besar. Harga yang terjangkau juga termasuk pertimbangan dari pemilihan besi ini.

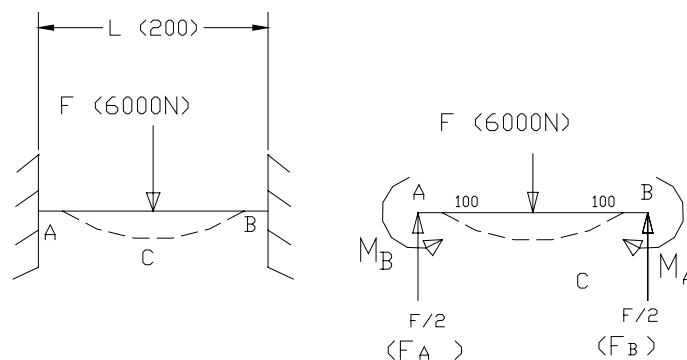


Gambar 3.5 Peletakan *Crossbar* dan Kolom

### 3.3.2 Menghitung Tegangan Maksimum Pada *Crossbar*

Pembebanan yang bekerja pada *crossbar* dapat dianalisa secara sistematis seperti pada gambar 3.3 di bawah.

Gaya yang terjadi pada *crossbar* :



Gambar 3.6 Gaya-gaya Yang Terjadi Pada *Crossbar*

Pada persoalan di atas terdapat empat parameter yang tidak diketahui. Diambil referensi dari buku Grafik dan Tabel Perhitungan Beton Bertulang, edisi ke-4 besarnya reaksi di A&B dinyatakan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_A &= F_B = F / 2 \\
 &= 6000 / 2 \\
 &= 3000 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dimana  $F$  : Gaya yang dikenai *crossbar*

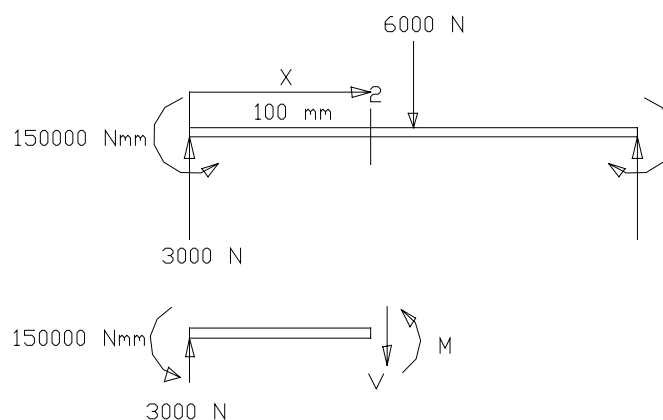
$F_A$  : Gaya reaksi pada titik A

$F_B$  : Gaya reaksi pada titik B

$$\begin{aligned} M_A = M_B &= \frac{F \cdot L}{8} \\ &= \frac{6000 \cdot 200}{8} \\ &= 150000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Dimana  $M_A$  : Momen reaksi pada titik A

$M_B$  : Momen reaksi pada titik B



Gambar 3.7 Analisa Gaya Dalam Potongan 1

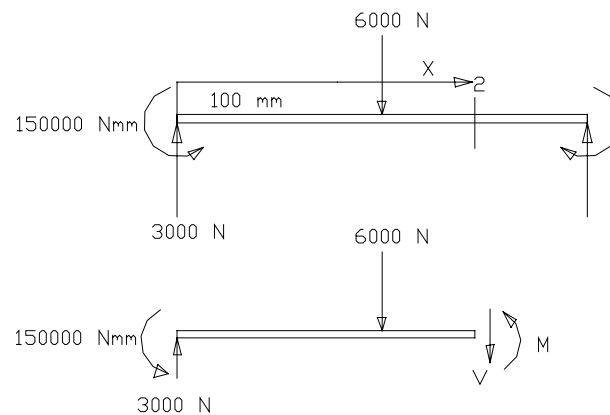
Pada bagian potongan 1:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \quad 3000 \text{ N} - V = 0 \quad V = 3000 \text{ N}$$

$$+ \Sigma M = 0 \quad (3000 \text{ N})(x) - 150000 - M = 0 \quad M = 3000x - 150000 \text{ Nmm}$$

$$M_{(x=0)} = 3000 (0) - 150000 = -150000 \text{ Nmm}$$

$$M_{(x=L/2)} = 3000 (100) - 150000 = 150000 \text{ Nmm}$$



Gambar 3.8 Analisa Gaya Dalam Potongan 2

Pada bagian potongan 2:

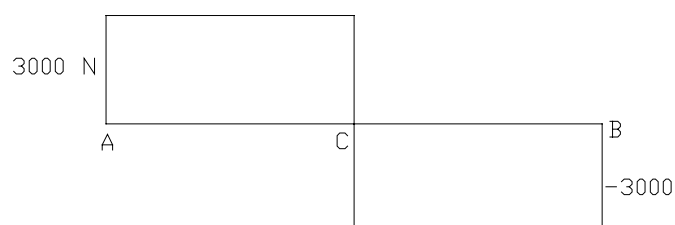
$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \quad 3000 \text{ N} - 6000 - V = 0 \quad V = -3000 \text{ N}$$

$$+ \Sigma M = 0 \quad (3000 \text{ N})(x) - 150000 + 6000 (x - L/2) = 0$$

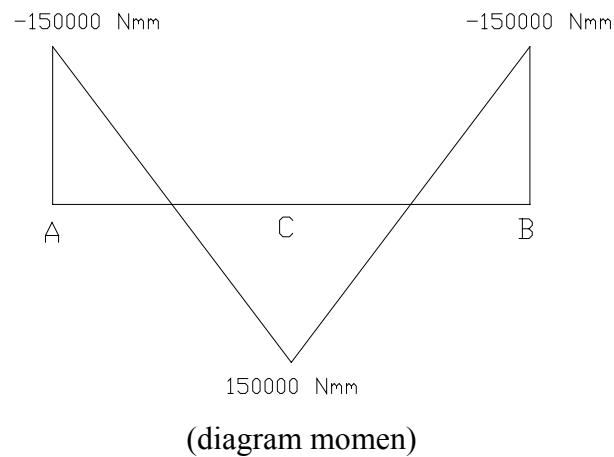
$$M = 3/8 \cdot 6000 (L) - (6000 \cdot x)/2 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned} M_{(x=L/2)} &= 1/8 \cdot 6000 \cdot L \\ &= 1/8 \cdot 6000 \cdot 200 \\ &= 150000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{(x=L)} &= (-6000 \cdot L)/8 \\ &= (-6000 \cdot 200)/8 \\ &= -150000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$



(diagram gaya geser)



Gambar 3.9 Diagram Gaya Geser dan Momen

Untuk menganalisa tegangan yang terjadi pada *crossbar* ( $\sigma$ ) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

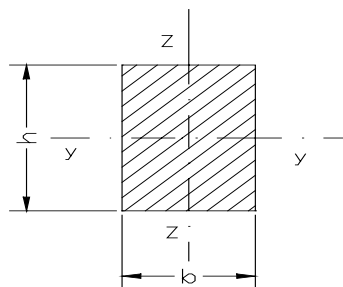
$$\sigma_{\max} = M_A / W_z \quad (2.13)$$

Dimana :

$\sigma_{\max}$  : Tegangan bending maksimum

$M_A$  : Momen maksimum

$W_z$  : Momen tahanan terhadap sumbu Z



Gambar 3.10 Potongan Penampang *Crossbar*

Sehingga  $W_z$  dihitung sebagai berikut:

$$W_z = \frac{h \cdot b^2}{6}$$

$$W_z = \frac{70 \cdot 100^2}{6}$$

$$= 116666,6 \text{ mm}^3$$

Dimana  $h$  : Lebar *Crossbar*

$b$  : Tinggi *Crossbar*

$$M_A = 150000 \text{ Nmm}$$

Maka:

$$\sigma_{\max} = M_A / W_z$$

$$= 150000 / 116666,6$$

$$= 1,3 \text{ N/mm}^2$$

Material yang direncanakan memiliki spesifikasi  $\sigma = 340 \text{ N/mm}^2$  (Referensi 11).

$$\text{Tegangan ijin material } [\sigma] = \sigma / N$$

$$= 340 / 3$$

$$= 113,3 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = \frac{0,58 \cdot 340}{3}$$

$$= 65,73 \text{ N/mm}^2$$

Angka keamanan (N) untuk beban statis 1,5 – 3 (Referensi 7 halaman 8)  
Diambil angka keamanan 3 untuk beban statis dan diharapkan memiliki kekuatan yang maksimum.

Karena tegangan yang terjadi ( $\sigma$ ) < tegangan yang diijinkan  $[\sigma]$  maka perencanaan dimensi *crossbar* aman.

Defleksi yang terjadi pada *crossbar* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\text{Defleksi } (\delta) = \frac{F \cdot l^3}{192 E \cdot I}$$

Dimana I : Momen inersia

$$\begin{aligned} I &= \frac{h \cdot b^3}{12} \\ &= \frac{70 \cdot 100^3}{12} \\ &= 5833333,3 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Defleksi } (\delta) &= \frac{3000 \cdot 200^3}{192 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5833333,3} \\ &= \frac{24 \cdot 10^9}{2,4 \cdot 10^{14}} \\ &= 10^{-4} \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.4 Perencanaan Kolom

Bentuk kolom dipilih yang berbentuk silinder pejal, karena bentuk silinder memiliki kekuatan terhadap gaya tekan yang baik dibanding dengan bentuk yang lainnya.

#### 3.4.1 Menentukan Bentuk dan Dimensi Kolom

Dimensi kolom dengan konsep rigiditas dan proporsional maka kolom direncanakan berbentuk bulat berdiameter 30 mm. Panjang efektif kolom direncanakan 650 mm dengan pertimbangan panjang standard spesimen, penambahan panjang spesimen serta dimensi pencekam. Bahan kolom yang dipilih adalah *stainless steel* dengan pertimbangan tidak diinginkan terjadi korosi pada kolom, terutama pada bagian dalam kolom. Karena konstruksi pada mesin uji tarik yang dirancang ini harus memiliki rigiditas yang tinggi. Hal ini akan mempengaruhi hasil pengukuran pada saat pengujian. Konstruksi kolom pada mesin yang dirancang adalah terpasang pada *crossbar* seperti pada gambar 3.2.

#### 3.4.2 Perhitungan $P_{cr}$ Kolom

Dengan menggunakan rumus Euler tegangan kritis kolom dapat ditentukan sehingga kolom tidak terjadi *buckling*.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (2.15)$$

Dimana:

$$I = A \cdot r^2$$

Dengan  $r = \sqrt{1/4R}$

$P_{cr}$  : Beban kritis (N)

$I$  : Momen inersia ( $\text{mm}^4$ )

$E$  : Modulus Elastis, *Stainless Steel* =  $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$L$  : Panjang kolom (mm)

$r$  : Jari-jari girasi (mm)

$R$  : Jari-jari kolom (mm)

$$\begin{aligned} r &= \sqrt{1/4R^2} \\ &= \sqrt{56,25} \\ &= 7,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I &= A \cdot r^2 \\ &= \pi \cdot R^2 \cdot r^2 \\ &= 3,14 \cdot 15^2 \cdot 7,5^2 \\ &= 39740,6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{cr} &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \\ &= \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 39740,6}{650^2} \\ &= \frac{826207,1 \cdot 10^5}{4225 \cdot 10^2} \\ &= 195,6 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sigma_{cr} = P_{cr} / A$$

Dimana:

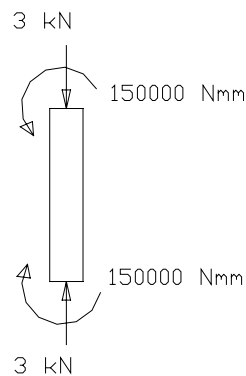
$\sigma_{cr}$  : Tegangan kritis ( $\text{N/mm}^2$ )

$A$  : Luas penampang kolom ( $\text{mm}^2$ )

$$\begin{aligned}\sigma_{cr} &= P_{cr} / A \\ &= 195,6 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 15^2 \\ &= 276,78 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai  $P_{cr}$  dan  $\sigma_{cr}$  maka nilai tersebut dibandingkan dengan nilai  $P$  dan  $\sigma_{max}$  yang terjadi pada perencanaan kolom yaitu sebesar 3000 N. dan  $1,3 \text{ N/mm}^2$ . Maka kolom yang direncanakan aman karena beban yang terjadi  $<$  beban kritis.

### 3.4.3 Menghitung Tegangan Maksimum Pada Kolom



Gambar 3.11 Gaya dan Momen Pada Kolom

Pada bagian 3.3 momen yang terjadi pada kolom adalah sebesar 150000 Nmm. Maka

$$\begin{aligned}W_z &= \frac{\pi \cdot d^3}{32} \\ &= \frac{\pi \cdot 30^3}{32} \\ &= \frac{\pi \cdot 27000}{32}\end{aligned}$$

$$= \frac{84780}{32}$$

$$= 2649,38 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\max} = M_A / W_z$$

$$= 150000 / 2649,37$$

$$= 56,62 \text{ N/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan diatas tampak bahwa efek dari momen adalah menghasilkan tegangan maksimum sebesar  $56,62 \text{ N/mm}^2$

Untuk tegangan maksimum yang terjadi akibat gaya tekan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

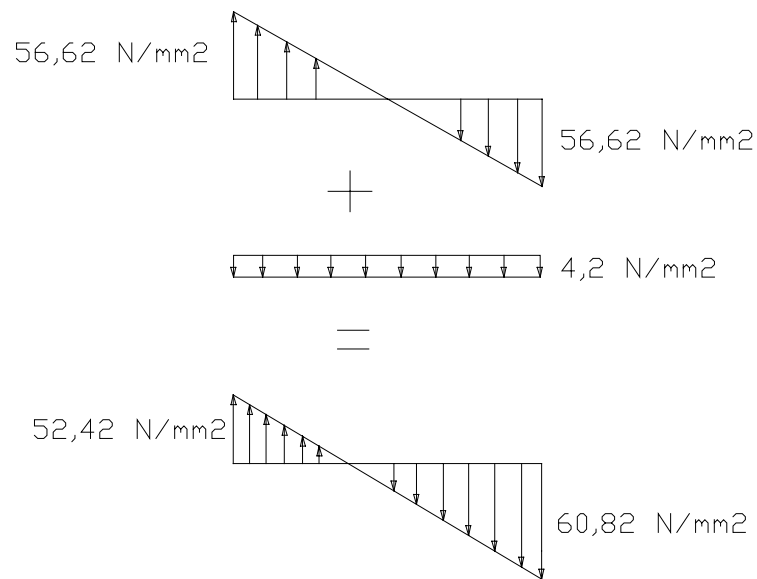
$$\sigma_{\max} = F / A$$

$$= \frac{3000}{\pi/4 \cdot (30^2)}$$

$$= 3000 / 706,5$$

$$= 4,2 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan maksimum yang diakibatkan oleh bending dan oleh gaya tekan dikombinasikan akan menghasilkan satu gaya total yang terjadi. Gaya total tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 3.12 Diagram Gaya dan Momen Yang Terjadi Pada Kolom.

Dari gambar di atas tampak bahwa tegangan maksimum akibat bending lebih besar dibanding tegangan maksimum akibat gaya tekan. Stainless Steel memiliki kekuatan bahan sebesar  $\sigma = 1000 \text{ N/mm}^2$  (Referensi 11).

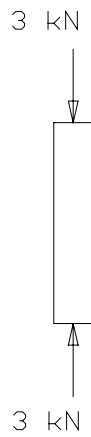
$$\begin{aligned} \text{Tegangan ijin material } [\sigma] &= \sigma / N \\ &= 1000 / 3 \\ &= 333,3 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

N adalah angka keamanan yang diambil.

Tegangan maksimum yang terjadi sebesar  $60,82 \text{ N/mm}^2 < 333,3 \text{ N/mm}^2$   
Maka bahan tersebut aman.

#### 3.4.4 Defleksi Kolom

Sebagaimana pada bagian 3.3 besar beban pada kolom  $F_A = F_B = 3000 \text{ N}$ , besarnya defleksi ( $\delta$ ) kolom dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:



Gambar 3.13 Gaya Penyebab Defleksi Pada Kolom

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta = \frac{P \cdot L}{E \cdot A}$$

$$= \frac{3000 \cdot 650}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi/4 \cdot (30)^2}$$

$$= 1950000 / 1483,65 \cdot 10^5$$

$$= 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

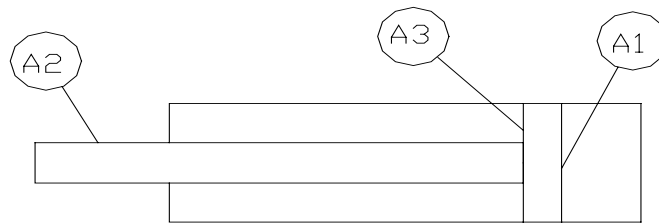
Dimana:  $\delta$  : Defleksi kolom (mm)

P : Gaya tekan (N)

E : Modulus elastis (N/mm<sup>2</sup>)

A : Luas penampang kolom (mm<sup>2</sup>)

### 3.5 Perencanaan *Actuator*



Gambar 3.14 *Actuator*

Panjang langkah piston dirancang sebesar 450 mm dengan pertimbangan kompensasi terjadinya regangan spesimen pada saat ditarik, panjang standar uji spesimen dan dimensi pencekam. Diameter *actuator* sebesar 50 mm dengan diameter batang 30 mm.

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_1^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 25 \\ &= 19,625 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_2^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 9 \\ &= 7,065 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_3 &= A_1 - A_2 \\ &= 19,625 - 7,065 \\ &= 12,56 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Dimana:  $A_1$  : Luas penampang piston

$A_2$  : Luas penampang batang piston

$A_3$  : Selisih luas penampang piston dengan batang piston

### 3.6 Perhitungan Pompa dan Motor

Tipe pompa yang direncanakan adalah tipe *vane* dengan pertimbangan mudah didapat dipasaran, harga yang relatif murah, tidak berisik pada saat beroperasi dan mampu menghasilkan tenaga yang cukup besar.

#### 3.6.1 Perhitungan Tekanan Kerja

Untuk menghitung besar tekanan kerja yang harus dihasilkan oleh pompa dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{\text{piston}} = P \cdot A_3 \cdot \eta_{\text{hm}} \quad (2.11)$$

$$6000 = P \cdot 0,001256 \cdot 0,95$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{6000}{0,0011932} \\ &= 502,85 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 \\ &= 502,85 \cdot 10^4 \text{ Pa} \\ &= 729,63 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Dengan adanya faktor *hydraulic power loss* pada rangkaian hidrolik sebesar 30% (Referensi: 6 halaman 62), maka besaran P akan dikoreksi dengan menambahkan harga sebesar 30% dari hasil hitungan. Jadi besar  $P = 948,52 \text{ Psi} = 654,47 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

#### 3.6.2 Pemilihan jenis pompa

Dalam perencanaan ini diambil jenis pompa *vane* dengan pertimbangan dapat menghasilkan aliran yang kontinu, tidak berisik dalam pengoperasiannya, dapat menghasilkan tekanan yang cukup besar, memiliki debit yang tidak terlalu besar sehingga cocok untuk sistem hidrolik, mudah diperoleh dipasaran dan harga tidak terlalu mahal.

Pompa tipe *rotary vane* dengan spesifikasi seperti pada lampiran 6 diambil spesifikasi sebagai berikut dengan pertimbangan sesuai kebutuhan:

$$n = 1420 \text{ r.p.m}$$

$$V = 2,5 \text{ cm}^3$$

### 3.6.3 Perhitungan Debit

Debit pompa *rotary vane* yang direncanakan untuk mesin ini dapat ditentukan dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q &= n \cdot V & (2.8) \\
 &= \frac{1420 \cdot 2,5 \text{ cm}^3}{\text{min}} \\
 &= 3550 \text{ cm}^3/\text{min} \\
 &= 3,6 \text{ l/min}
 \end{aligned}$$

Dimana: Q : Debit aliran

n : Kecepatan Putar

V : Volume perpindahan

### 3.6.4 Perhitungan Torsi

Torsi yang diperlukan untuk penggerak pompa pada mesin yang direncanakan ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 T &= P \cdot V & (2.9) \\
 &= 654,47 \cdot 10^4 \text{ Pa} \cdot 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \\
 &= 16,4 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Dimana: T : Torsi

P : Tekanan

V : Volume perpindahan

### 3.6.5 Perhitungan Daya hidrolik

Daya yang diperlukan untuk perencanaan mesin ini dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 P &= 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T & (2.10) \\
 &= 2 \cdot 3,14 \cdot 1420 \text{ rpm} \cdot 16,4 \text{ Nm} \\
 &= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1420 \cdot 16,4}{60} \cdot \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \\
 &= 2437,47 \text{ W} \\
 &= 2,4 \text{ kW} \\
 &= 3,2 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Dimana: P : Daya yang diperlukan  
n : Putaran Pompa  
T : Torsi yang diperlukan

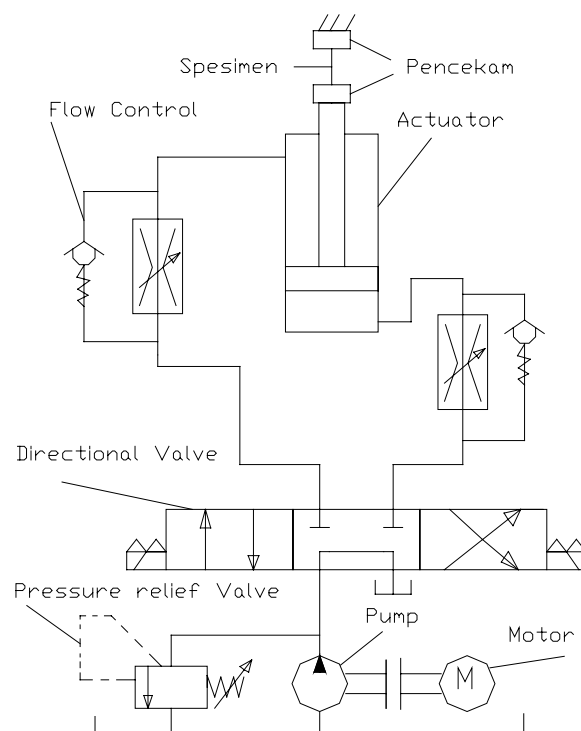
### 3.6.6 Perhitungan Daya motor

Maka daya motor yang dipilih untuk perencanaan mesin ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

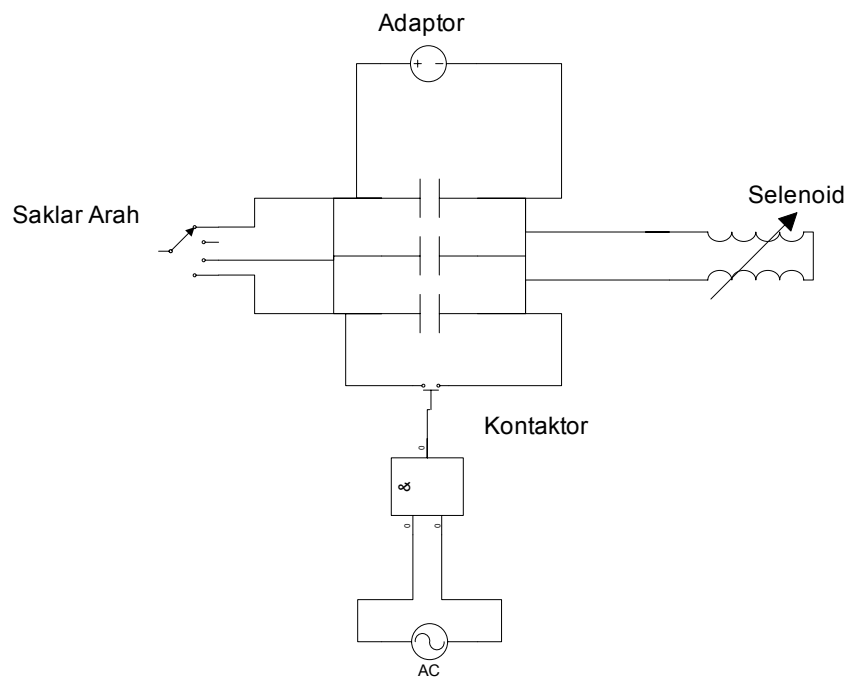
$D_m = \text{Daya hidrolis} : \eta_{\text{Pump}}$

Berdasarkan data pada lampiran 6  $\eta$  pompa jenis vane diambil sebesar 0,8.

$$\begin{aligned} \text{Daya motor} &= 3,2 / 0,8 \\ &= 4 \text{ hp} \end{aligned}$$



Gambar 3.15 Instalasi Hidrolik Yang Dirancang



Gambar 3.16 Rangkaian Elektronik Penggerak Actuator

Pada rangkaian di atas memiliki proses sebagai berikut :

Tegangan AC masuk melalui kontaktor kemudian diarahkan ke saklar arah sebelum disalurkan ke *solenoid*. Tujuannya adalah agar dapat ditentukan bagian solenoid yang bagian mana yang akan diaktifkan. Sebelum arus mengalir ke bagian solenoid, terlebih dahulu melalui *relay* agar arusnya konstan. Arus yang telah melalui *relay* akan diteruskan menuju *solenoid*, arus ini akan mengalir konstan selama tidak diputus alirannya oleh *relay*.