

# PERANCANGAN DONGKRAK HIDROLIK SEMI OTOMATIS DENGAN DAYA ANGKAT 2 TON

Oleh ;

**M . Chusnul Azhari**

**Jurusan Teknik Mesin UNJANI**

Dewasa ini berbagai produk alat angkat yang ada dipasaran berbeda antara yang satu dengan yang lainnya, misalnya dongkrak hidrolik, sebagian besar pompa angkatnya secara manual, yaitu menggunakan plunyer tongkat pengangkat sebagai pompa minyak hidrolik. Hal inilah yang melatar belakangi penulis untuk merancang suatu alat angkat yang praktis dan ekonomis yaitu dengan inovasi dan otomatisasi suatu produk alat angkat, maka plunyer tongkat pengangkat sebagai pompa hidrolik diganti dengan pompa roda gigi yang digerakan oleh motor listrik, maksud dan tujuan dari perancangan ini adalah menghasilkan suatu alat angkat berupa dongkrak hidrolik yang mempunyai daya angkat 2 ton. Perancangan dongkrak hidrolik ini disusun dengan metode penulisan deskriptif. Setelah itu dilakukan perhitungan yang antara lain tegangan-tegangan yang terjadi di silinder kerja, poros ulir dan juga diadakan pemilihan pompa, motor dan pipa bertekanan tinggi

## PENDAULUAN

### 1. Latar Belakang

Dengan adanya kemajuan teknologi pembuatan alat angkat, maka pekerjaan manusia akan semakin ringan dan waktupun tidak tersita dengan berbagai kesulitan , oleh karena itu perkembangan teknologi perancangan alat angkat perlu ditingkatkan baik disain maupun efesiensi alat angkat tersebut.

Melalui inovasi dan otomatisasi suatu produk alat angkat, maka plunyer tongkat pengangkat sebagai pompa hidrolik diganti dengan pompa roda gigi yang digerakan oleh motor listrik, dengan demikian kita dapat mengurangi kebutuhan tenaga manusia.

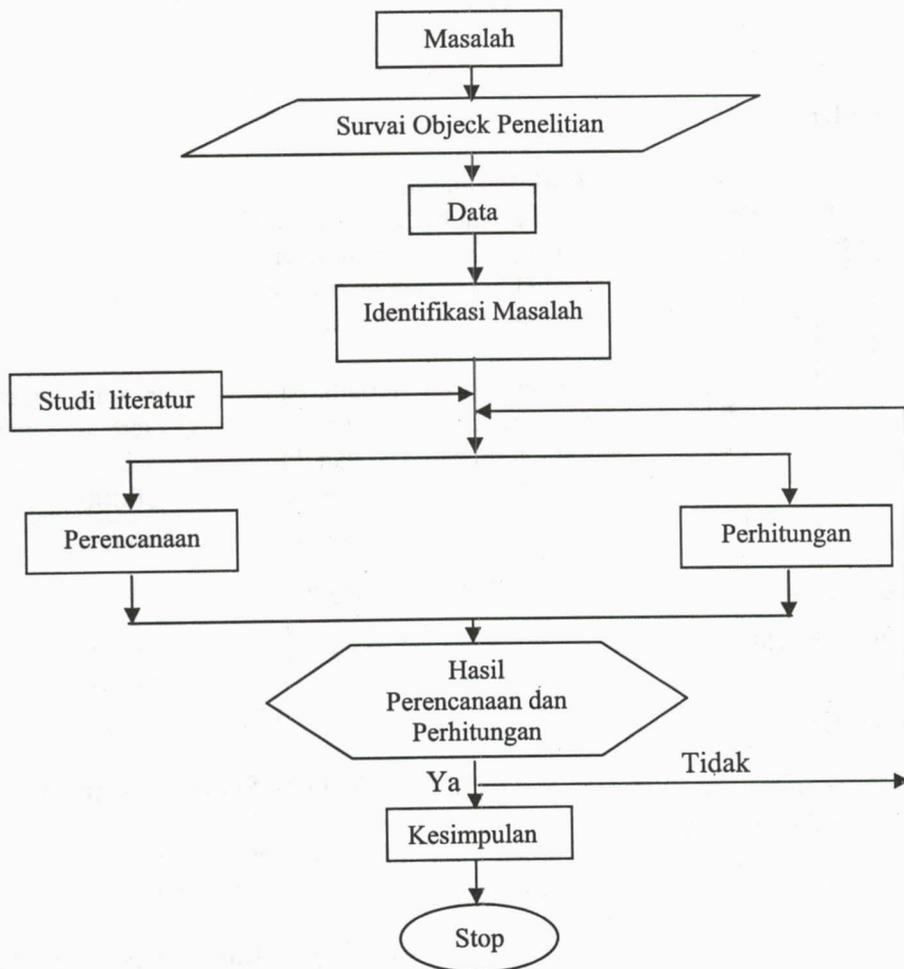
### 2. Tujuan

Untuk mendapatkan suatu perancangan dongkrak hidrolik semi otomatis yang dapat mengangkat beban 2 ton.

### 3. Metode Penelitian

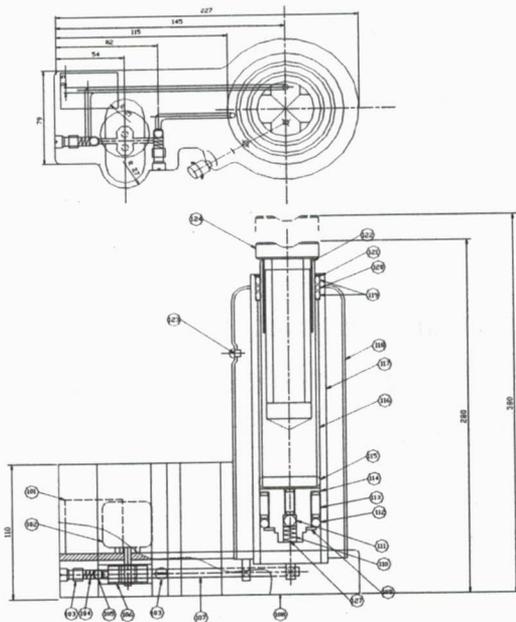
Dalam membuat perancangan ini, Penulis menggunakan metode penelitian jenis deskriptif dengan metode survei, yaitu suatu metode dalam meneliti suatu kondisi, suatu sistem pemikiran, ataupun suatu kelas peristiwa pada masa sekarang, dengan tujuan untuk membuat diskripsi, gambaran, atau lukisan secara sistematis, faktual, dan akurat mengenai fakta-fakta, sifat-sifat, serta hubungan antar fenomena yang diselidiki.

Adapun langkah-langkah pokok dalam penelitian yang lazim dipergunakan adalah sebagai berikut:



## PERANCANGAN

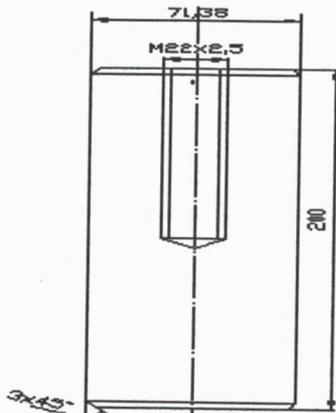
### 1. Perencanaan



No.	NAMA BAGIAN	BAHAN	JML	CATATAN
101	BATRE 12 V		1	
102	MOTOR LISTRIK		1	
103	SEKRUP PENYETEL	S40C	2	
104	PEGAS	SPWA	2	
105	KATUP BOLA	SUJI	1	
106	POMPA RODA GIGI		1	
107	PIPA MINYAK	DIN2391	2	
108	LANDASAN	SF45	1	
109	GELANG PENAHAN	PLASTIK	2	
110	PEGAS	SPWA	1	
111	KATUP BOLA	SUJI	4	
112	CINCIN O	KARET SINTEKES	1	
113	BANTALAN BAWAH	S35C	1	
114	PENA KATUP	S40C	1	
115	PENA PEMBASTAS	S40C	1	
116	TABUNG BERALUR	S137	1	
117	SILINDER	S137	1	
118	TANGKI MINYAK	S137	1	
119	BANTALAN ATAS	KARET SINTEKES	1	
120	CINCIN O	KARET SINTEKES	1	
121	CINCIN PENAHAN	PLASTIK	1	
122	PENA PENJAMIN	SS41	1	
123	BAUT PENGISI	S137	1	
124	PORDS BERULIR	S137	1	
125	KUNCI KATUP PEMBEBAS	S40C	1	
126	KATUP PEMBEBAS	S40C	1	
127	DUDUKAN PEGAS	KARET SINTEKES	1	

## 2. Perhitungan

### 2.1 Tekanan Silinder



Silinder Kerja

#### Data Perencanaan

- Gaya angkat yang diharapkan : 2 ton
- Panjang langkah silinder : 100 mm
- Waktu tempuh maksimum silinder kerja : 5 det
- Diameter silinder kerja : 71,38 mm

Tekanan yang terjadi pada silinder kerja dipengaruhi oleh gaya beban yang harus diangkat (F) terhadap luas penampang yang terbebani (A) dan dirumuskan sebagai berikut :

$$p = \frac{F}{A} = \frac{20000 \text{ N}}{\pi/4 (71,38^2)} = \frac{20000 \text{ N}}{3999,65 \text{ mm}^2} = 5 \text{ N/mm}^2$$

atau 5 Mpa    p = 50 Bar

$$t = \frac{5 \text{ N/mm}^2 \cdot 71,38 \text{ mm}}{2 \cdot 48 \text{ N/mm}^2}$$

$$t = 3,71 \text{ mm}$$

### 2.2 Tebal Silinder Alur

Dengan menggunakan bahan silinder dari baja St 37 yang mempunyai tegangan tarik yang diijinkan ( $\sigma_t$ ) 48 N/mm<sup>2</sup> . maka tebal silinder alur dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$t = \frac{p \cdot di}{2 \cdot \sigma_t}$$

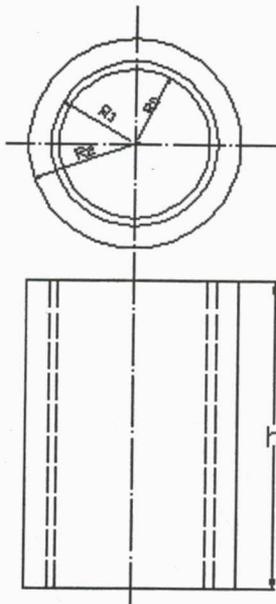
### 2.3 Volume Silinder Kerja ( Vsil)

$$V_{sil} = A \cdot L$$

$$V_{sil} = \pi/4 \cdot (71,38)^2 \cdot 100$$

$$V_{sil} = 400000 \text{ mm}^3$$

### 2.4 Tinggi Minyak dalam Tangki ( h )



$$V_{sil} = V_{tm} = A \cdot h = \pi r_2^2 h - \pi r_1^2 h$$

$$400 \text{ cm}^3 = 3,14 \cdot h \cdot (5^2 - 3,94^2) \text{ cm}^2$$

$$h = \frac{400 \text{ cm}^3}{29,26 \text{ cm}^2} = 13,67 \text{ cm}$$

Dimana :

- $r_2$  = radius luar, diasumsikan 5 cm
- $r_1$  = Radius dalam, 3,56 cm + 0,371 cm = 3,94 cm
- A = Luas penampang ( cm<sup>2</sup>)
- h = Tinggi (cm)

## 2.5 Tegangan Radial (X)

Karena bahan silinder menggunakan menggunakan baja St 37 yang mempunyai tegangan titik luluh ( $\sigma_{yp}$ ) sebesar 250 Mpa, Tegangan radial yang terjadi pada daerah silinder, terjadi akibat adanya tekanan yang bekerja dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} X &= \frac{\sigma_{yp}}{2} \cdot \frac{r_2 - r_1}{r_2} \\ &= \frac{250 \text{ N/mm}^2 (50 \text{ mm} - 39,4 \text{ mm})}{2 \cdot 50 \text{ mm}} \\ &= 29,17 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

## 2.6 Tegangan Radial dalam Daerah Plastis

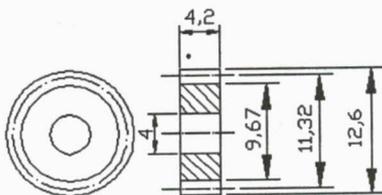
$$\begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_{yp} \ln \frac{r}{r_2} - \frac{\sigma_{yp}}{2} \frac{r_2 - r_1}{r_2} \\ &= 250 \ln \left( \frac{35,69}{39,4} \right) - \frac{250 (50 - 39,4)}{2 \cdot 50} \\ &= 589,33 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

## 2.7 Tegangan Tangensial dalam Zona Plastis

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \sigma_{yp} + \sigma_r \\ &= 250 + 589,33 \\ &= 839,33 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

## 2.8 Tegangan Tangensial pada Permukaan Sebelah Luar dari Silinder Dalam

$$\begin{aligned} \sigma_{it} &= -p \frac{r_1 + r_0}{r_1 - r_0} \\ &= -50 \frac{(3,94 + 3,569)}{(3,94 - 3,569)} \end{aligned}$$



Roda gigi

## 3.2 Perhitungan Roda Gigi

### Data Perencanaan

- ✓ Debit (Q) : 1,61 liter/ menit
- ✓ Daya (P) : 0,18 Kw
- ✓ Putaran (n) : 900 rpm
- ✓ Modul Gigi : 0,7
- ✓ Faktor koreksi (Fc) : 1
- ✓ Sudut Tekan ( $\alpha$ ) :  $20^\circ$
- ✓ Perbandingan antara jumlah gigi : 1

$$= 507,23 \text{ Mpa}$$

## 2.9 Tegangan Tangensial pada Permukaan Sebelah Luar Dari Silinder Luar

$$\begin{aligned} \sigma_{out} &= -p \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \\ &= 50 \frac{(5) + (3,94)}{(5) - (3,94)} \\ &= 378,44 \text{ kg / cm}^2 \end{aligned}$$

## 3. Perencanaan Roda Gigi

### 3.1. Pemilihan Pompa Roda Gigi

Untuk dapat mengalirkan fluida kedalam silinder yang mempunyai volume 0,4 liter, waktu 15 detik dan tekanan yang direncanakan 50 bar maka pemilihan pompa yang paling tepat adalah pompa yang mempunyai debit 1,6 liter/menit (lihat tabel pompa roda gigi).

#### ⇒ Daya Efektif

Dengan melihat data-data diatas maka dapat dicari daya yang dibutuhkan atau daya efektif untuk pompa dengan persamaan dibawah ini:

$$\begin{aligned} P_e &= Q_w \cdot p / \eta_{tot} \\ &= 2,6 \cdot 10^{-5} \cdot 63 \cdot 10^5 / 0,723 \\ &= 180 \text{ watt atau } 0,18 \text{ Kw} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Efisiensi total } (\eta_{tot}) &= \eta_{vol} \cdot \eta_{mek} \\ &= 0,85 \cdot 0,85 \\ &= 0,723 \end{aligned}$$

- $\eta_{vol}$  = Efisiensi volumetric ( 85%, asumsi )
- $\eta_{mek}$  = Efisiensi mekanis ( 85%, asumsi )

### 3.3 Diameter lingkaran jarak bagi ( $d_b$ )

$$d_b = \frac{Q_w \cdot 1000}{\pi \cdot 2m \cdot b \cdot n \cdot \eta_{vol}}$$

dimana :

$$m = \text{Modul} \quad (0,7)$$

$$b = \text{Lebar gigi} \quad (6 \cdot m)$$

$$d_b = \frac{1,6 \cdot 1000}{\pi \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 0,42 \cdot 900 \cdot 0,85}$$

$$d_b = 1,132 \text{ cm atau } 11,32 \text{ mm}$$

### 3.4 Jumlah Gigi ( $z$ )

$$\begin{aligned} z &= d_b/m \\ &= 11,32 / 0,7 \\ &= 16 \text{ buah} \end{aligned}$$

### 3.5 Diameter lingkaran kepala ( $d_a$ )

$$\begin{aligned} d_a &= m(z + 2) \\ &= 0,7(16 + 2) \\ &= 12,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.6 Kelonggaran Puncak ( $C_k$ )

$$\begin{aligned} C_k &= 0,32 \cdot m \\ &= 0,32 \cdot 0,7 \\ &= 0,175 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.7 Diameter Lingkaran kaki ( $d_f$ )

$$\begin{aligned} d_f &= 0,7(z - 2 - C_k) \\ &= 0,7(16 - 2 - 0,175) \\ &= 9,67 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.8 Kedalaman Potong ( $H$ )

$$\begin{aligned} H &= 2m + C_k \\ &= 2 \cdot 0,7 + 0,175 \\ &= 1,575 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.9 Jarak Antara Sumbu Poros ( $a$ )

$$\begin{aligned} a &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{0,7(16 + 16)}{2} \\ &= 11,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.10 Daya Rencana ( $P_d$ )

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1 \cdot 0,18 \end{aligned}$$

$$= 0,18 \text{ Kw}$$

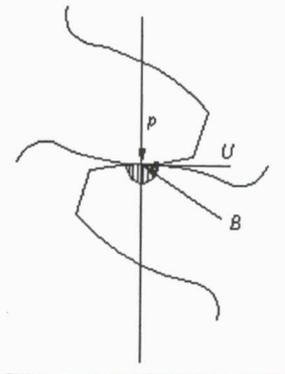
### 3.11 Tebal Gigi ( $S$ )

$$\begin{aligned} S &= mn \cdot \pi/2 + A_s \\ &= 0,7 \cdot 3,14/2 + 0,035 \\ &= 1,08 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dimana :  $A_s$  : Ukuran tebal gigi

$$\begin{aligned} A_s &= 0,05 \cdot m \\ &= 0,05 \cdot 0,7 \\ &= 0,035 \text{ mm} \end{aligned}$$

## 4. Analisa Kekuatan Roda Gigi



### 4.1 Torsi ( $M$ )

$$\begin{aligned} M &= 716 \frac{N}{n} \\ &= 716 \cdot \frac{0,24}{900} \\ &= 0,19 \text{ kgf m} \end{aligned}$$

### 4.2 Beban Tangensial ( $U$ )

$$\begin{aligned} U &= \frac{2 \cdot M \cdot 10^3}{d_{b1}} \\ &= \frac{2 \cdot 0,19 \text{ kgf m} \cdot 10^3}{11,32 \text{ mm}} \\ &= 33,56 \text{ kgf} \end{aligned}$$

### 4.3 Beban Nominal Teoritis

$$\begin{aligned} B &= \frac{U}{d_{b1} \cdot b} \\ &= \frac{33,56 \text{ kgf}}{11,32 \text{ mm} \cdot 4,3 \text{ mm}} \\ &= 0,56 \text{ kgf / mm}^2 \end{aligned}$$

#### 4.4 Kecepatan Sudut ( $\omega$ )

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2\pi n}{60} \\ &= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 900}{60} \\ &= 94,2 \text{ rad/sec}\end{aligned}$$

Dengan mengetahui kecepatan sudut maka kita dapat mencari kecepatan dari roda gigi tersebut dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}v &= \omega \left( \frac{1}{2} \cdot db_1 \right) \\ &= 94,2 (0,5 \cdot 11,56 \cdot 10^{-3}) \\ &= 0,56 \text{ m/s}\end{aligned}$$

#### 4.5 Umur Untuk Beban Maksimal pada Roda Gigi dengan Umur Terbatas

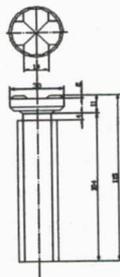
$$\begin{aligned}\diamond L_{H1} &= \frac{L_w}{n \cdot 60} = \frac{167 \times 10^3 K_D}{n} (SG_1) \\ &= \frac{167 \times 10^3 \times 5,16}{900} (1,068) \\ &= 10225,78 \text{ jam}\end{aligned}$$

$$\diamond L_{H2} = L_{H1} = 10225,78 \text{ jam}$$

Dimana :

- $K_D$  = Tegangan dkaki gigi yang diijinkan 5,61 (diambil dari buku Niemann)
- $SG_1$  = faktor keamanan (diambil 1,2)

#### 5. Perhitungan Poros Ulir



Poros Ulir

##### 5.1 Diameter Inti Poros ( $d_1$ )

Pada perancangan poros ulir menggunakan bahan baja St 37 dengan nilai modulus kekenyalannya  $21 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot v \cdot L_2 \cdot F}{E}}$$

$$\begin{aligned}&= \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 2000}{2 \cdot 100000}} \\ &= 1,97 \text{ cm} \\ &= 19,7 \text{ mm}\end{aligned}$$

dimana

- $v$  = Koefisien pengaman untuk baja 3-5
- $L_2$  = jarak tertinggi dari poros waktu dibebani (cm)
- $F$  = gaya angkat yang diharapkan, 2000 kg
- $E$  = Modulus kekenyalan untuk baja,  $2100000 \text{ kg/cm}^2$

Untuk diameter luar ulir metris kasar pada tabel ulir didapat  $d = 22 \text{ mm}$ , diameter sisi ( $d_2$ ) =  $20,376 \text{ mm}$

##### 5.2 Tekanan Sisi ( $p$ )

$$\begin{aligned}p &= \frac{F \cdot PT}{i \cdot d_2 \cdot m \cdot H_1} \\ &= \frac{20000 \cdot 2,5}{1 \cdot 20,376 \cdot 100 \cdot 1,35} \\ &= 5,7 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned}\text{Distribusi Ulir (PT)} &= P/I \\ &= 2,5 / 1 \\ &= 2,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Kedalaman sisi yang terpakai (H}_1) &= 0,5147 \cdot P \\ &= 0,5147 \cdot 2,5 \\ &= 1,35 \text{ mm}\end{aligned}$$

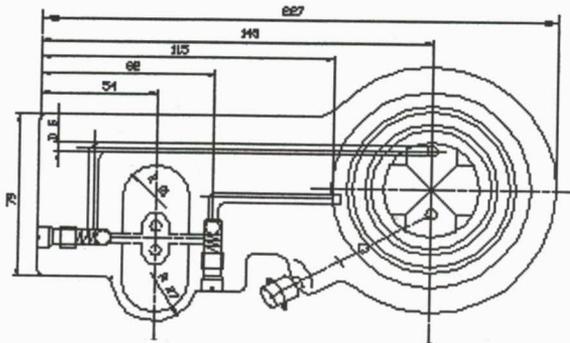
##### 5.3 Tekanan Permukaan (PA)

$$\begin{aligned}PA &= \frac{Fv}{AA} \\ PA &= \frac{630}{\pi/4 \cdot 18,933} \\ PA &= 42,32 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Dimana

- $Fv$  = Gaya tegangan =  $0,7 \cdot \sigma_{o2} = 630 \text{ N/mm}^2$
- $AA$  = Permukaan Efektif tekecil yang efektif dari baut =  $\pi/4 \cdot d_3 = 14,8 \text{ mm}$

## 6. Perhitungan Pipa Dalam Landasan



Pipa dalam landasan

dimana :

- $f = \lambda$  = Koefisien gesek dalam pipa
- $L$  = panjang pipa landasan (m)
- $D$  = Diameter pipa (m)
- $v$  = kecepatan rata-rata, diasumsikan 2,5 m/s
- $g$  = Gravitasi bumi 9,81 m/s<sup>2</sup>

### 6.4 Pemilihan Pipa

Untuk mengalirkan minyak yang bertekanan 63 bar dipilih pipa yang terbuat dari bahan baja tak berkempuh (DIN 2391), maka didapat spesifikasi pipa sebagai berikut :

- Diameter luar pipa : 6 mm
- Tebal dinding pipa : 1 mm
- Tekanan yang diijinkan : 306 bar

## Kerugian Aliran Dalam Saluran

### 6.1 Besar Bilangan Reynold (Re)

Pada perancangan dongkrak hidrolik dengan menggunakan motor listrik ini dipilih fluida kerja minyak oli SAE 10W dengan nilai viskositas kinematiknya antara 0,21 – 0,3 cm<sup>2</sup>/s atau 0,21.10<sup>-4</sup> – 0,3. 10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>, maka :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{v_m \cdot d}{\nu} \\ &= \frac{2,5 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{0,3 \cdot 10^{-4}} \\ &= 416 \end{aligned}$$

Dimana :

- $v_m$  = Kecepatan rata-rata aliran, diasumsikan 2,5 m/s
- $d$  = Diameter dalam pipa, diasumsikan 5.10<sup>-3</sup> m
- $\nu$  = Viskositas kinematik minyak hidrolik, didapat 0,3. 10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>/s

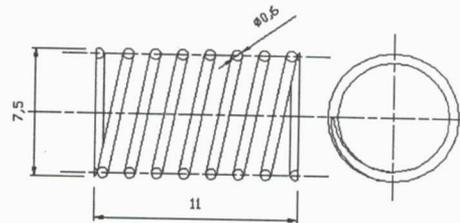
### 6.2 Koefisien Gesek dalam Pipa ( $\lambda$ )

$$\begin{aligned} \lambda &= 96/Re \\ &= 96/416 \\ &= 0,23 \end{aligned}$$

### 6.3 Kerugian Tinggi Tekan ( $h_f$ )

$$\begin{aligned} h_f &= f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,23 \cdot \frac{172 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{(2,5)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 3 \text{ m} \end{aligned}$$

## 7. Perhitungan Pegas Tekan



### Data Perencanaan

- Diameter luar pegas : 7,5 mm
- Diameter kawat : 0,6 mm
- Panjang bebas pegas : 11 mm
- Panjang pegas terpasang : 9 mm
- Jumlah lilitan : 7 lilitan

### 7.1 Gaya Penekanan pegas

Sebelum kita mencari berapa besar gaya yang diperlukan untuk menekan pegas, pertama-tama kita harus mengetahui berapa lendutan yang terjadi pada pegas pada awal pemasangan, yaitu lendutan awal terpasang ( $\delta_0$ ) sama dengan panjang bebas pegas dikurangi dengan panjang pegas terpasang atau dirumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \delta_0 &= H_f - H_i \\ &= 11 \text{ mm} - 9 \text{ mm} \\ &= 2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka besarnya lendutan pada pegas pada saat pengangkatan katup dirumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\delta &= \delta_0 + h \\ &= 2 \text{ mm} + 4 \text{ mm} \\ &= 6 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jadi gaya yang diperlukan untuk menekan pegas sepanjang 6 mm adalah sebagai berikut :

$$W_1 = \delta \cdot k$$

dengan  $k = \frac{G \cdot d^4}{8 n D^3}$

bahan yang dipakai adalah SPW A dengan Modulus elastifitas bahan (G) sebesar  $8 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$  dan jumlah lilitan pegas yang aktif (n) sebanyak jumlah lilitan dikurangi 2 atau  $n = 7 - 2 = 5$

$$\begin{aligned}k &= \frac{8 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2 \cdot 0,6^4 \text{ mm}^4}{8 \cdot 5 \cdot 7,5^3 \text{ mm}^3} \\ &= 0,06 \text{ kg/mm atau } 0,6 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_1 &= 6 \text{ mm} \cdot 0,6 \text{ N/mm} \\ &= 3,6 \text{ N}\end{aligned}$$

## 7.2 Tegangan Geser Yang Terjadi Pada Pegas

$$\tau = k_s \frac{8 \cdot D \cdot W_1}{\pi \cdot d^3}$$

$k_s$  adalah faktor koreksi Wahl yang bisa dicari dengan menggunakan persamaan wahl

$$k_s = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,165}{C}$$

dimana  $C = D/d = 7,5/0,6 = 12,5$

$$k_s = \frac{4(12,5) - 1}{4(12,5) - 4} + \frac{0,165}{12,5} = 1,11$$

$$\text{maka } \tau = 1,11 \frac{8 \cdot 7,5 \cdot 3,6}{3,14 \cdot 0,6^3} = 353,62 \text{ N/mm}^2$$

## Kesimpulan

1. Pada perancangan dongkrak hidrolik ini menggunakan pompa roda gigi sebagai penggerak utamanya dengan pertimbangan menguntungkan dari segi biaya, dapat bekerja pada beban berat, tidak peka terhadap kotoran dan tidak tergantung dari letak pemasangannya
2. Untuk memenuhi kebutuhan kapasitas pengangkatan sebesar 2 ton maka dipilih pompa roda gigi dengan tekanan 63 bar, dan debit 1,6 liter/menit

3. Untuk mengalirkan fluida dengan tekanan 63 bar, dipilih material roda gigi dari baja dengan komposisi 16 Mn Cr<sub>5</sub>
4. Umur pemakaian roda gigi pada pompa diperkirakan bertahan selama 10225,78 jam kalau dibandingkan dengan pemakaian yang hanya 15 detik maka umur pompa akan sangat lama.

## Daftar Pustaka

1. Krist Thomas., 1999, *Hydraulica*, Erlangga , Jakarta
2. Niemann . G ., 1999, *Maschinen Elemente I* , Erlangga, Jakarta
3. Niemann . G ., 1999, *Maschinen Elemente II* , Erlangga, Jakarta
4. Popop. P . E., 1993, *Mechanic Of Materials*, Erlangga, Jakarta
5. Streeter . L . Victor., 1993, *Fluid Mechanics*, Erlangga , Jakarta