

Perancangan Mesin *Roll Bending* Elektrik

Ludvi Arif Wibowo¹, Ari Agustian²

^{1,2}Program Study Teknik Mesin Politeknik Sukabumi
Jl. Babakan Sirna 28, Kota Sukabumi, Indonesia
ludviarifwibowo@polteksmi.ac.id
ariagustian734@gmail.com

Abstrak

Dalam rangka memenuhi kebutuhan peralatan pembentukan material logam, khususnya pada UMKM atau Industri yang bergerak di bidang proses roll bending dengan permintaan konsumen yang terus meningkat. Maka dari itu penulis fokus pada perancangan mesin untuk membantu memudahkan proses roll bending, umumnya Mesin tersebut tergolong mahal dan masih jarang, dalam hal ini perancang menggunakan sumber daya penggerak mesin roll yaitu Motor listrik dan sistem penekan roll menggunakan dongkrak hidrolik. Diharapkan dengan dibuatnya rancangan mesin ini dapat membantu proses produksi menjadi lebih optimal. Dalam menyelesaikan perancangan ini dilakukan beberapa tahapan, yaitu : Melakukan konsep desain, konsep perancangan, menghitung, memilih elemen mesin, serta membuat estimasi kapasitas mesin per jam dan estimasi biaya rancangan. Proses pengolahan data dan perhitungan dihasilkan spesifikasi elemen mesin yang digunakan sebagai berikut: Motor Listrik daya 1 Hp putaran 1450 rpm. Poros bahan Mild Steel tegangan geser 60 Mpa berdiameter 60 mm. Pasak bahan Mild Steel dengan spesifikasi 11x18x160 mm. Kopling Tetap digunakan untuk penghubung Motor dengan Speed reducer dengan bore 20mm. Bantalan dipilih No. 412. Putaran motor direduksi dengan Speed Reducer WPO 1:60 dan Sprocket 15 T serta 30 T, ditransmisikan menggunakan rantai spesifikasi No. 428x1,3m. Roller Bending dipilih dari bahan Cast Steel dengan Bore 60 mm untuk kapasitas material mengeroll pipa daimeter 3 inchi. Sistem penekan dipilih dongkrak Hidrolik kapasitas 2 ton. Pegas penarik untuk merealis dongkrak diameter 15mm panjang lilitan 45 mm. Rangka Besi Siku ST37 dengan spesifikasi 50x50x5 mm. Estimasi Kapasitas Mesin per jam 60 benda kerja. Estimasi biaya perancangan mesin ini Rp. 9.678.500,-

Kata Kunci: Roll Bending, Mesin Roll Bending, Hidrolik

I. PENDAHULUAN

Pada era globalisasi ini manusia dituntut untuk berperan aktif menggunakan kreatifitas dan kemampuan berinovasi guna membuat suatu produk yang berkualitas. Hal ini di maksudkan untuk membantu dan mempermudah dalam proses kerja.

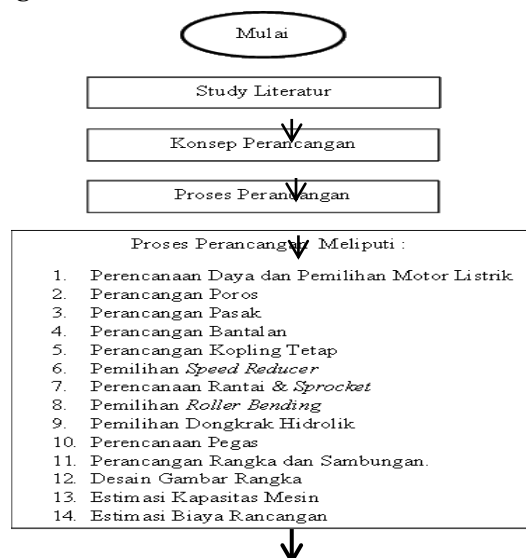
Dalam hal ini berbanding lurus dengan dunia industri pembentukan material logam yang dituntut untuk memenuhi permintaan yang terus meningkat salah satunya industri pembuatan pagar besi yang melalui banyak proses seperti desain, pemilihan bahan, pemotongan, pembentukan, pengelasan, pengecatan dan masih banyak lagi. Maka dari itu penulis fokus kepada proses pembentukan material logam yang memerlukan mesin khusus untuk memudahkan proses tersebut.

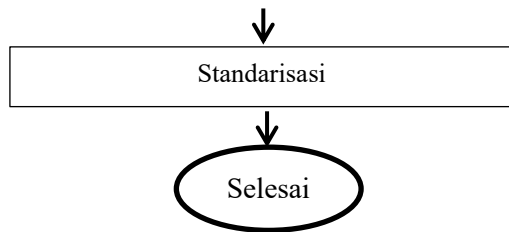
Berdasarkan kebutuhan diatas maka penulis memiliki gagasan untuk melakukan perancangan "MESIN ROLL BENDING ELEKTRIK" dengan sumber daya penggerak pada saat mengeroll menggunakan Motor listrik dan sistem penekanan

saat mengeroll menggunakan dongkrak hidrolik sehingga membuat proses pekerja lebih optimal.

II. METODE PENELITIAN

A. Diagram Alir

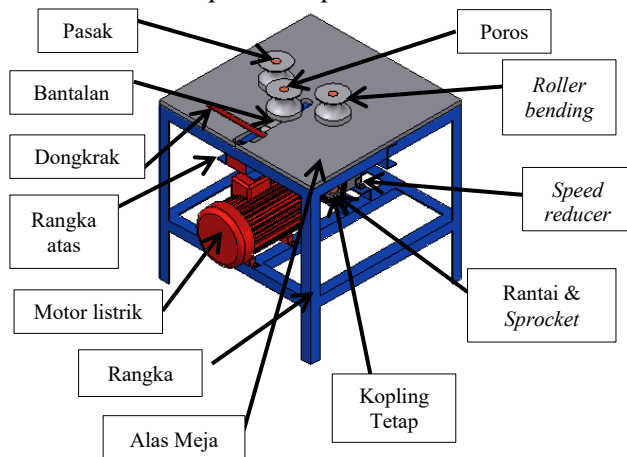




Gambar 1 Diagram Alir

B. Desain rancangan Komponen Mesin

Desain mesin dibuat terlebih dahulu menggunakan *Software Autocad 2014*, sebelum mesin masuk pada tahap fabrikasi.



Gambar 2. Desain rancangan mesin

C. Persiapan peralatan dan bahan perancangan

Peralatan yang diperlukan dalam proses perancangan mesin *roll bending* elektrik.

1) Alat.

Untuk peralatan yang diperlukan dapat dilihat pada tabel 1 dibawah ini.

Tabel 1 Persiapan peralatan

| No | Nama Proses | Alat |
|----|---------------|--|
| 1 | Pengukuran | Mistar baja, Vernier caliper dan Gloove |
| 2 | Desain Konsep | Autocad 2014 |
| 3 | Pemotongan | Gergajibesi, gerinda tangan, ragum, sarung tangan |
| 4 | Pengeboran | Mesin bor meja, ragum, kacamata, sarung tangan |
| 5 | Penyambungan | Mesin las, Baut, sikat kawat, kacamata las, sarung tangan. |
| 6 | Finishing | Gerinda tangan, kikir, sikat kawat, amplas |
| 7 | Laporan | Microsoft Word |

2) Bahan

Hal yang harus diperhatikan dalam proses pemilihan bahan adalah kekuatan (*Strenght*), kekakuan (*Stiffness*), Ketahanan terhadap korosi (*Corrosion resistance*), harga (*Cost*). Hal tersebut harus di aplikasikan agar memudahkan dalam proses perancangan.

Bahan – bahan yang digunakan dalam rancangan Mesin *Roll Bending* Elektrik lihat pada

Tabel 2 Bahan - bahan

| No | Nama Peralatan | Jumlah | Materi al |
|----|-------------------|---------------------------|------------|
| 1 | Besi siku | 16 pcs (800x800x3mm) | ST37 |
| 2 | Besi Kanal U | 2 pcs (50x100x5mm) | ST37 |
| 3 | Besi Plat | 1 lembar (800x800x3mm) | ST37 |
| 4 | Motor Listrik | 1 unit | - |
| 5 | Kopling tetap | 1 Unit | Mild steel |
| 6 | Speed reducer | 1 unit | - |
| 7 | Sprocket | 3 pcs | - |
| 8 | Rantai | 1 unit | - |
| 9 | Poros | 3 pcs | Mild Steel |
| 10 | Pasak | 4 pcs | Mild Steel |
| 11 | Bantalan | 6 pcs | - |
| 12 | Roller bending | 3 pcs | - |
| 13 | Dongkrak hidrolik | 1 unit | - |
| 14 | Pegas | 1 pcs | - |
| 15 | Baut | 24 pcs | ST37 |

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Perencanaan Daya dan Pemilihan Motor Listrik

dalam perancangan mesin ini direncanakan motor listrik dengan putaran 1450 rpm, karena putaran yang dibutuhkan saat proses pengeroll cukup rendah maka digunakan sistem transmisi *Speed reducer* (*Gearbox*) tipe WPO dengan perbandingan 1:60 untuk menurunkan putaran motor listrik dan perbandingan rantai adalah 1:2. Berikut perhitungan sistem transmisi, yaitu :

$$(N1) = 1450 \text{ rpm}$$

$$(N2) = N1 \times \text{Rasio pada Speed Reducer}$$

$$N2 = 1450 \times 1/60 = 24.17 \text{ Rpm}$$

$$(N3) = N2 \times \text{Perbandingan Rantai}$$

$$N3 = 24.17 \times 1/2 = 12.08 \text{ Rpm}$$

Keterangan :

(N1) = Putaran Awal

(N2) = Setelah Direduksi Speed Reducer,

(N3) = Setelah Direduksi Rantai

F_s = gaya gesek (kg)

μ = koefisien gesek antara baja dengan baja
0,74

T = torsi (Nm)

r = jari-jari roller (m)

B. Gaya Pengerollan

Menghitung gaya yang dibutuhkan dalam proses pengerollan yaitu dipilih pipa. Untuk menentukan kebutuhan daya motor listrik dalam mengeroll pipa diameter 3 inch atau 76.2 mm tebal 3 mm dengan panjang 2500 mm dan radius minimum 350 mm dan sistem penekan menggunakan dongkrak hidrolik dengan kapasitas 2 ton = 19928 N. Diketahui modulus elastisitas untuk material jenis Low Carbon Steel (E) : 200 - 215 Gpa lalu ditentukan modulus elastisitas terbesarnya yaitu (E): 215 Gpa = 31 Mpsi = 219239 kg/cm⁴, maka membutuhkan gaya sebesar:

$$F = \frac{\delta \cdot 48 \cdot E \cdot l}{L^3}$$

$$= \frac{1,92 \text{ cm} \times 48 \times 219239 \text{ kg/cm}^2 \times 24,55 \text{ cm}^4}{250^3}$$

$$= \frac{496034376,2 \text{ kgcm}}{15625000 \text{ cm}}$$

$$= 31,75 \text{ kg dibulatkan } 32 \text{ kg}$$

Didapat gaya pembebanan saat proses mengeroll sebesar 32 kg sampai pada kondisi Elastisitas Pipa yang di roll. Gaya yang dibutuhkan untuk mengeroll sampai pada kondisi Plastisitas pipa harus lebih besar dari gaya pembebanan pada kondisi Elastisitas Pipa, maka :

Gaya pembebanan roll pipa pada kondisi elastisitas + 50% dari Gaya pembebanan roll pipa pada kondisi elastisitas.

$$= 32 \text{ Kg} + 32 \text{ Kg} \times 50\%$$

$$= 32 \text{ Kg} + 16 \text{ Kg}$$

$$= 48 \text{ Kg}$$

C. Torsi pada Roller

Untuk menghitung besarnya torsi pada roller maka terlebih dahulu mengetahui gaya gesek antara roller dengan pipa (baja dengan baja) Diketahui besarnya gaya saat mengeroll (F) pada pipa 48 kg dan diameter Roller yang dipilih adalah 100 mm. Berikut persamaan untuk menghitung gaya gesek roller dengan pipa :

$$F_s = F \times \mu$$

$$= 48 \times 0,74$$

$$= 35,52 \text{ Kg}$$

Lalu dihitung Torsi Roller pada saat mengeroll dengan persamaan berikut :

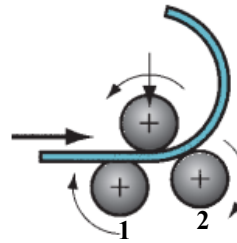
$$T = F_s \times r$$

$$= 35,52 \text{ kg} \times 0,05 \text{ m}$$

$$= 1,776 \text{ kg m} = 17,42 \text{ N}$$

Keterangan :

1) Gaya pada poros tetap 1 (F_1)



Gambar 2, gaya pada poros tetap 1

$$F_1 = \frac{r_1}{n_3} \times F$$

$$F_1 = \frac{80}{12,08} \times 35,52$$

$$F_1 = 6,62 \times 35,52$$

$$F_1 = 235,14 \text{ Kg}$$

$$F_1 = 2305,93 \text{ N}$$

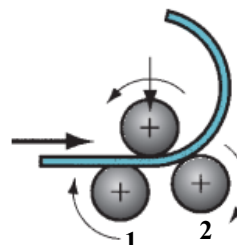
Maka torsi pada poros tetap 1:

$$T_1 = F_1 \times r_1$$

$$T_1 = 2305,93 \text{ N} \times 80$$

$$T_1 = 18811,39 \text{ Nmm} = 18,81 \text{ Nm}$$

2) Gaya pada poros tetap 2 (F_2)



Gambar 3, gaya pada poros tetap 2

$$F_2 = F_1 + \frac{r_2}{n_3} \times F$$

$$F_2 = 2305,9 + \frac{80}{12,08} \times 35,52 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 2866,78 + 6,62 \times 348,33 \text{ N}$$

$$F_2 = 5172,72 \text{ N}$$

Maka :

$$T_2 = F_2 \times r_2$$

$$T_2 = 5172,72 \text{ N} \times 80 \text{ mm}$$

$$T_2 = 413817,6 \text{ Nmm} = 413,81 \text{ Nm}$$

3) Gaya pada Speed Reducer (F_3)

$$F_3 = F_2 + \frac{r_3}{n_2}$$

$$F_3 = 5172,72 \text{ N} + \frac{50 \text{ mm}}{24,17 \text{ Rpm}}$$

$$F_3 = 5172,72 \text{ N} + 2,06$$

$$F_3 = 5174,78 \text{ N}$$

Maka :

$$T_3 = F_3 \times r_g$$

$$T_3 = 5174,78 \text{ N} \times 46,5 \text{ mm}$$

$$T_3 = 240627,27 \text{ Nmm}$$

$$T_3 = 240,63 \text{ Nm}$$

4) Gaya pada motor listrik (F_4)

$$F_4 = F_3 \times \frac{r_g}{n_1}$$

$$F_4 = 5174,78 \text{ N} \times \frac{46,5 \text{ mm}}{1450 \text{ Rpm}}$$

$$F_4 = 5174,78 \text{ N} \times 0,032$$

$$F_4 = 165,59 \text{ N}$$

Maka :

$$T_4 = F_4 \times r_{ulir}$$

$$T_4 = 165,59 \text{ N} \times 0,012 \text{ m}$$

$$T_4 = 1,99 \text{ Nm} \text{ dibulatkan} = 2 \text{ Nm}$$

D. Perhitungan daya dan pemilihan motor

Menggunakan persamaan sebagai berikut :

Diketahui :

$$n : 1450 \text{ Rpm}$$

$$T : 2 \text{ Nm} = 1,4751 \text{ lb.ft}$$

$$P (\text{hp}) = \frac{n (\text{rpm}) \times T (\text{lb.ft})}{5252}$$

$$P (\text{hp}) = \frac{1450 (\text{rpm}) \times 1,4751 (\text{lb.ft})}{5252}$$

$$P (\text{hp}) = \frac{2112,79}{5252}$$

$$P (\text{hp}) = 0,40 \text{ Hp} = 298,28 \text{ watt}$$

Dimana :

$$n = \text{putaran motor (rpm)}$$

$$T = \text{Torsi (lb.ft)}$$

Setelah efisiensi transmisi diketahui selanjutnya menghitung patokan daya mesin menggunakan persamaan berikut :

$$Pd = Fc \cdot P$$

Tabel 3. Faktor koreksi daya yang ditransmisikan

| Daya yang ditransmisikan | Fc |
|----------------------------------|-----------|
| Daya normal | 1,0 – 1,5 |
| Daya maksimum yang diperlukan | 0,8 – 1,2 |
| Daya rata – rata yang diperlukan | 1,2 – 2,0 |

$$P = 0,40 \text{ Hp}$$

$$Fc = 2,0$$

$$Pd = ?$$

$$Pd = fc \times P(\text{Hp})$$

$$Pd = 2,0 \times 0,40 \text{ hp}$$

$$Pd = 0,8 \text{ hp} = 0,59 \text{ Kw} = 596,6 \text{ Watt}$$

Maka dipilih motor listrik Daya 1 Hp dengan putaran 1450 Rpm 1 phase sebagai sumber penggerak dari mesin roll bending elektrik ini.

E. Perencanaan Poros

Poros dibuat dari material *Mild Steel* sebagai penerus daya sebesar 0,746 kw = 1 Hp dengan putaran 12,08 rpm, panjang poros direncanakan 500 mm. Beban tekan pada poros adalah 2000 kg atau 19613,300 N dengan jarak 50 mm dari sisi ujung poros, direncanakan dengan tegangan geser bahan poros 60 Mpa.

Diketahui :

$$P : 0,7457 \text{ kw} / 746 \text{ watt}$$

$$n : 12,08 \text{ Rpm}$$

$$L : 50 \text{ mm}$$

$$F : 19613,300 \text{ N}$$

$$\tau : 60 \text{ Mpa}$$

1) Hubungan Torsi, daya dan putaran

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} (\text{Nm})$$

$$T = \frac{746 (\text{watt}) \times 60}{2 \cdot \pi \cdot 12,08 (\text{Rpm})} = \frac{44 \ 742 (\text{watt})}{75,86 (\text{Rpm})}$$

$$T = 589,80 \text{ Nm}$$

2) Persamaan untuk menghitung Momen Lentur (M) :

Dimana :

M : Momen lentur

F : Beban tekan (Dongkrak Hidrolik 2 ton)

L : Jarak pusat pembebanan dari sisi ujung poros

Maka :

$$M = F \times L$$

$$M = 19613,30 \text{ N} \times 50 \text{ mm}$$

$$M = 980 \ 665 \text{ Nmm}$$

$$M = 980,66 \text{ Nm}$$

3) Perhitungan poros berdasarkan Torsi Ekuivalen dengan beban poros Fluktuasi menggunakan persamaan sebagai berikut :

Tabel 4. Harga Km dan Kt untuk beberapa Beban

| Beban | K _m | K _t |
|--|----------------|-----------------|
| Poros statis : <i>Gradually applied load (perlahan)</i> | 1.0 | 1.0 |
| <i>Suddenly applied load (tiba – tiba)</i> | 1.5 – 2.0 | 1.5 – 2.0 |
| Poros berputar : <i>Gradually applied load</i> | 1.5 | 1.0 |
| <i>Suddenly applied</i> | 1.5 – | 1.5 |

| | | |
|-----------------------------------|--------------|--------------|
| load with minor shock | 2.0 | - 2.0 |
| Suddenly applied with major shock | 2.0 - 3.0 | 1.5 - 3.0 |

Torsi Ekuivalen :

$$T_e = \sqrt{(K_t \cdot T)^2 + (K_m \cdot M)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(2,0 \times 589\,80)^2 + (2,0 \times 980,66)^2}$$

$$T_e = \sqrt{1\,391\,441,98 + 3\,846\,776,14}$$

$$T_e = \sqrt{5\,238\,218,12}$$

$$T_e = 2\,288,72 \text{ Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2\,288,72}{\pi \times 60}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{36\,619,52}{188,4}}$$

$$d = \sqrt[3]{194,37}$$

$$d = 57,93$$

Diameter poros = 58 mm (dibulatkan)

- 4) Perhitungan poros berdasarkan Momen Ekuivalen menggunakan persamaan sebagai berikut :

Momen Ekuivalen :

$$M_e = \frac{1}{2} \left[K_m \cdot M + \sqrt{(K_t \cdot T)^2 + (K_m \cdot M)^2} \right]$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left[2,0 \cdot 980\,665 + \sqrt{(2,0 \cdot 589\,80)^2 + (2,0 \cdot 980,66)^2} \right]$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left[1961330 + \sqrt{1\,391\,441,98 + 3\,846\,776,14} \right]$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left[1961330 + \sqrt{5\,238\,218,12} \right]$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left[1961330 + 2\,288,72 \right]$$

$$M_e = \frac{1}{2} \times 196618,72$$

$$M_e = 981\,809,36 \text{ Nm}$$

$$\tau = 60 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$$

$$\sigma = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \times 60 = 104 \text{ MPa}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 981\,809,36}{\pi \cdot 104}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{31\,417\,899,52}{326,56}}$$

$$d = \sqrt[3]{96\,208,66}$$

$$d = 45,82 \text{ mm dibulatkan } 46 \text{ mm}$$

maka dipilih poros Ø 60 mm berdasarkan torsi ekuivalen dan merujuk pada diameter poros standar

F. Perencanaan Pasak

Direncanakan Pasak persegi panjang dipasang pada poros dengan diameter 58 mm berdasarkan torsi ekuivalen, tegangan geser yang diijinkan tidak melebihi : 42 N/cm² dan crushing stress tidak melebihi : 60 N/cm² dengan bahan pasak jenis Mild Steel.

Diketahui :

$$d : 58 \text{ mm} = 5,8 \text{ cm}$$

$$\tau_s : 42 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_c : 60 \text{ N/cm}^2$$

Tabel 5 Pasak Standar

| Shaft diameter (mm) upto and including | Key cross section | |
|--|-------------------|----------------|
| | Width (mm) | Thickness (mm) |
| 6 | 2 | 2 |
| 8 | 3 | 3 |
| 10 | 4 | 4 |
| 12 | 5 | 5 |
| 17 | 6 | 6 |
| 22 | 8 | 7 |
| 30 | 10 | 8 |
| 38 | 12 | 8 |
| 44 | 14 | 9 |
| 50 | 16 | 10 |
| 58 | 18 | 11 |
| 65 | 20 | 12 |
| 75 | 22 | 14 |

- 1) Panjang pasak akibat crushing stress,

$$T = L \cdot \frac{t}{2} \cdot \sigma_c \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \cdot \tau_s \cdot d^3$$

$$L = \frac{\pi \cdot \tau_s \cdot d^3}{4 \cdot t \cdot \sigma_c}$$

$$L = \frac{3,14 \times 42 \times 5,8^3}{4 \times 1,1 \times 60} = \frac{4\,436,44}{264}$$

$$L = 16,80 \text{ cm}$$

$$L = 168 \text{ mm}$$

Ditentukan berdasarkan tabel pasak standar dan panjang pasak yang direkomendasikan dengan ukuran yang mendekati adalah 160 mm.

G. Perhitungan Bearing

Direncanakan bantalan jenis *single row deep groove ball bearing* dengan beban radial 2000 Kg

atau 19613,30 N dan beban aksial 372,65 N. bantalan tersebut bekerja pada putaran 12,08 r/min dan jam operasi 8 jam per hari, dengan beban Moderate Shock Load dan diameter poros yang sudah direncanakan adalah 60 mm.

Diketahui :
 F_r : 19613,30 N
 F_a : 372,65 N
 n : 12,08 r/min
 Diameter lubang : 60 mm

Tabel 6 Nomor bantalan standar

| Bearing No. | Bore (mm) | Outside diameter | Widht (mm) |
|-------------|-----------|------------------|------------|
| 212 | | 110 | 23 |
| 312 | 60 | 130 | 33 |
| 412 | | 150 | 37 |

Tabel 7 beban statik dan dinamik bantalan

| Bearing No. | Basic capacities in kN | | | | | | | |
|-------------|-------------------------------------|-----------------|---|-----------------|--|-----------------|------------------------------|-----------------|
| | Single row deep groove ball bearing | | Single row angular contact ball bearing | | Double row angular contact ball bearings | | Self-aligning ball bearing | |
| | Static (C ₀) (2) | Dynamic (C) (3) | Static (C ₀) (4) | Dynamic (C) (5) | Static (C ₀) (6) | Dynamic (C) (7) | Static (C ₀) (8) | Dynamic (C) (9) |
| 212 | 32 | 40.5 | 36.5 | 44 | 63 | 65.5 | 16 | 26.5 |
| 312 | 48 | 64 | 55 | 71 | 96.5 | 102 | 33.5 | 68 |
| 412 | 67 | 85 | — | — | — | — | — | — |

Diperoleh beban statik dan dinamik bantalan:

C_0 : 67000 N
 C : 85000 N

Tabel 8 , Harga Xr dan Ya untuk Beban Dinamis Ekuivalen

| Type of bearing | Specifications | $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ | | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | e |
|--------------------------|---------------------------|--------------------------|----------------|-----------------------|----------------|------|
| | | X _r | Y _s | X _r | Y _s | |
| Deep groove ball bearing | $\frac{F_a}{C_0} = 0,025$ | | | | | 0,22 |
| | = 0,04 | | | | | 0,24 |
| | = 0,07 | 1 | 0 | 0,58 | | 0,27 |
| | = 0,13 | | | | | 0,31 |
| | = 0,25 | | | | | 0,37 |
| | = 0,50 | | | | | 0,44 |

Maka :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{372,65 N}{19613,30 N} = 0,018 N \leq e$$

1) *Beban dinamis ekuivalen bantalan gelinding*

Keterangan :

- V : faktor rotasi
= 1 untuk semua tipe bantalan ketika cincin dalam yang berputar
- = 1 untuk tipe bantalan self aligning ketika cincin dalam diam
- = 1,2 untuk semua bantalan kecuali self aligning ketika cincin dalam diam.
- Ks : faktor service

Maka :

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

$$F_e = (1 \cdot 1 \cdot 19613,30 + 0 \cdot 372,65) 2,0$$

$$F_e = 39971,9 N$$

2) *Umur Bantalan*

Umur pakai bantalan berdasarkan putaran dapat dihitung dengan persamaan :

$$L = \left(\frac{C}{F_e}\right)^k \times 10^6 \quad (\text{dalam putaran})$$

$$L = \left(\frac{85000}{39971,9}\right)^3 \times 10^6$$

$$L = 9,616 \times 10^6 \text{ putaran} = 9\ 615\ 954, 516 \text{ putaran}$$

Umur pakai bantalan berdasarkan jam operasi

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times L$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 12,08} \times 9,616$$

$$L_h = 1379,69 \times 9,616$$

$$L_h = 13\ 267,11 \text{ jam operasi}$$

Maka dihitung berdasarkan jam operasi, 8 jam per hari

$$= \frac{13\ 267,11}{8} = 552,80$$

$$= 1\ 658 \text{ Hari} = 4,5 \text{ tahun}$$

3) *Beban dinamis bantalan*

Keterangan :

- L : Umur pakai dalam putaran
- C : beban dinamis ijin (N)
- F_e : beban dinamis ekuivalen (N)
- k : faktor dinamis bantalan
= 3 untuk bantalan bola
= 10/3 untuk bantalan roller.
- n : putaran (r/min)

$$C = F_e \left(\frac{L}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = 39971,9 \left(\frac{9,616}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 39971,9 \times 0,022$$

$$C = 883,370 N$$

Maka dari hasil perhitungan bantalan diperoleh umur pakai bantalan berdasarkan :

$$9\ 615\ 954, 516 \text{ putaran}$$

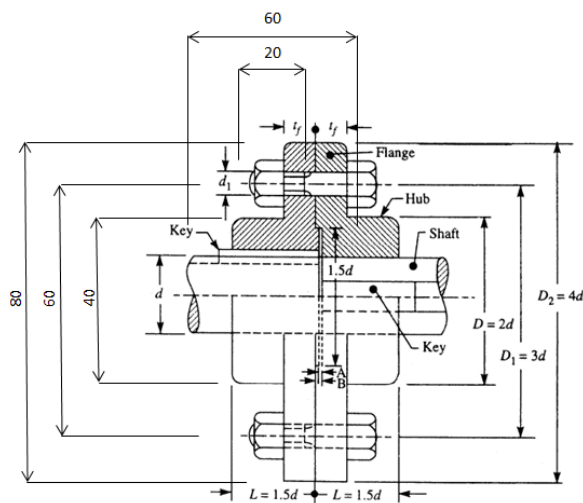
$$13\ 267,11 \text{ jam operasi}$$

$$1\ 658 \text{ Hari} = 4,5 \text{ tahun (8 jam Operasi per hari)}$$

H. *Perencanaan Kopling Tetap*

Dalam perancangan mesin ini Kopling tetap digunakan sebagai penghubung dari poros Motor penggerak dengan poros input Speed Reducer, diameter poros dari kedua elemen tersebut menjadi patokan dimensi Kopling tetap berdasarkan tabel 2.10 dimensi standar desain kopling tetap (flens) . Dalam perencanaan ini penulis memilih Kopling tetap (Flens) Unprotected. Diameter poros motor penggerak dan diameter poros input Speed reducer

adalah 20 mm dan tegangan geser ijin bahan poros 60 MPa, maka perhitungan dimensi kopling tetap dengan menggunakan persamaan – persamaan berikut :



Gambar 4. Dimensi kopling tetap berdasarkan dari hasil perhitungan.

I. Perencanaan Rantai dan Sprocket

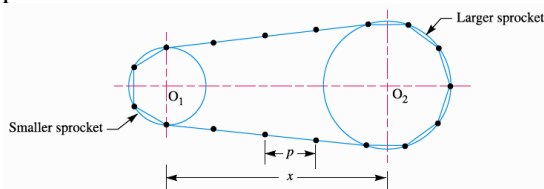
Dalam perancangan mesin ini direncanakan menggunakan rantai Nomor 428 dengan Pitch 12.7 mm, diameter roller 8.51 mm, lebar rantai atau tebal Sprocket 7,94 mm dan jumlah gigi sprocket (T1) 15 teeth. Dalam perancangan rantai ini menggunakan Persamaan (P. 2.48 - P. 2.53)

Diketahui :

- Pitch (p) : 12.7 mm
- Diameter Roll rantai (d1) : 8.51 mm.
- jumlah gigi / teeth (T1) : 15 gigi
- Setelah Direduksi Speed Reducer (N2) : 24,17 Rpm
- Setelah Direduksi Rantai (N3) : 12,08 Rpm

1) Panjang Rantai dan Jarak Pusat

Sebuah sistem rantai terbuka menghubungkan dua sprocket, direncanakan jarak antara dua buah poros adalah 500 mm.



Gambar 5 Panjang Rantai dan Jarak Pusat
Dimana :

- T_1 = Jumlah gigi pada sprocket terkecil,
- T_2 = Jumlah gigi pada sprocket terbesar
- p = pitch dari rantai
- x = jarak pusat

$$L = p \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot x}{p} \right) + \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) - \left(\frac{T_2 - T_1}{4 \pi^2 \frac{x}{p}} \right) \right\}$$

$$L = 12,7 \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot 500 \text{ mm}}{12,7} \right) + \left(\frac{15 + 30}{2} \right) - \left(\frac{30 - 15}{4 \pi^2 \frac{500}{12,7}} \right) \right\}$$

$$L = 12,7 \cdot \left\{ \left(\frac{1000}{12,7} \right) + \left(\frac{45}{2} \right) - \left(\frac{15}{4 \pi^2 \cdot 39,37} \right) \right\}$$

$$L = 12,7 \cdot \{ 78,74 + 22,5 - 0,0097 \}$$

$$L = 12,7 \cdot 101,23$$

$$L = 1.285,62 \text{ mm} = 1,3 \text{ meter}$$

J. Pemilihan Roller Bending

Direncanakan dalam perancangan mesin ini Roller Bending menggunakan bahan Cast steel dengan karakteristik pembebanan Repeated or Shock Loading tegangan geser bahan Roller bending 21 Mpa [14], menerima beban sebesar 2000 kg atau 19613,300 N. Berikut persamaan untuk mencari diameter minimum Roller bending menggunakan persamaan P. 2.11:

Diketahui :

- F : Beban tekan = 19613,300 N
- L : Jarak beban dari sisi luar poros = 50 mm
- σ_b : Tegangan geser bahan Roller bending 21 Mpa. [14]

Momen lentur (M) :

$$M = F \cdot x \cdot L$$

$$M = 19613,30 \text{ N} \times 50 \text{ mm}$$

$$M = 980 665 \text{ Nmm}$$

$$M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_b}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 980665}{3,14 \cdot 21}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{31 381 280}{65,94}}$$

$$d = \sqrt[3]{475 906,58}$$

$$d = 78 \text{ mm} \text{ dibulatkan menjadi } 80 \text{ mm}$$

berdasarkan diameter poros yang akan digunakan yaitu 60 mm, maka dipilih dimensi alur roller bending 80 mm

K. Perencanaan pegas

Dalam perancangan ini pegas yang dipilih adalah pegas tarik yang berfungsi menarik dongkrak hidrolik apabila ingin memposisikan dongkrak dongkrak ke posisi awal. Persamaan yang digunakan untuk perencanaan pegas :



Gambar 6. Pegas Penarik

Diketahui :

Diameter Pegas (D) : 15 mm
Diameter kawat pegas (d) : 3,2 mm
Panjang lilitan pegas : 45 mm
Beban pegas (W₁) : 5 Kg (dari hasil uji empiris)

Besar momen puntir Pegas maksimal adalah.

$$T = (D/2)W_1$$

$$T = (15/2) 5$$

$$T = 37,5 \text{ Kg.mm}$$

besarnya momen tahanan puntir kawat dan tegangan gesernya τ (kg/mm²) dapat dihitung :

Tahanan putir kawat :

$$Z_p = (\pi/16)d^3$$

$$Z_p = (\pi/16)3,2^3$$

$$Z_p = 6,43 \text{ kg.mm}$$

Tegangan geser kawat :

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

$$8 \times 15 \times 5$$

$$\tau = \frac{3,2^3}$$

$$\tau = 18,3 \text{ Kg/mm}^2$$

K disebut faktor tegangan Wahl, yang merupakan fungsi indeks pegas $c = D/d$ menurut persamaan.

$$c = D/d = 15/3,2 = 4,69$$

$$K = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

$$K = \frac{4 \times 4,69 - 1}{4 \times 4,69 - 4} + \frac{0,615}{4,69}$$

$$K = 1,20 + 0,13$$

$$K = 1,33$$

Tegangan maksimum yang terjadi dipermukaan lilitan pegas ulir adalah :

$$\tau = K \frac{8 D W_1}{\pi d^3} = K \frac{8}{\pi} \cdot \left(\frac{D}{d}\right) \cdot \frac{W_1}{d^2}$$

$$\tau = 1,33 \times \frac{8}{\pi} \cdot \left(\frac{15}{3,2}\right) \cdot \frac{5}{3,2^2}$$

$$\tau = 1,33 \times \frac{8}{3,14} \times 4,69 \times 0,15$$

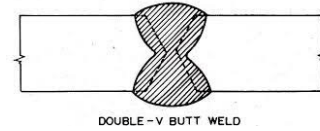
$$\tau = 2,38 \text{ kg/mm}^2 < \tau = 18,3 \text{ Kg/mm}^2$$

L. Perancangan Rangka dan Sambungan.

Dalam perancangan mesin ini di rencanakan rangka menggunakan besi L dengan spesifikasi 50 x 50 x 5 mm ukuran las minimum 3 mm dan

tegangan *compression steady* 125 Mpa (Tabel 2.25, Harga Tegangan Sambungan las) dengan estimasi beban terberat 600 N/cm². Untuk sambungan mur dan baut digunakan untuk menyambung kopling tetap dengan dengan ukuran baut diameter 10 mm.

1) Perhitungan Kekuatan Rangka dengan jenis las *butt joint weld*



Gambar 7 jenis las *butt joint weld*

Diketahui :

Tebal las : 3 mm

Panjang las : 100 mm

Tegangan tarik ijin bahan las : 125 Mpa

Estimasi beban : 600 N/cm² = 6000 N/cm²

Keterangan :

t : tebal las ($t_1 = t_2$)

L : panjang lasan

σ_t : Tegangan tarik ijin bahan las

F_t : Gaya tarik maksimum

Perhitungan :

Tegangan tarik/kekuatan tarik maksimum sambungan las :

- *Double Fillet*

$$F = 2 \frac{t \times L}{\sqrt{2}} \times \sigma_t = 1,414 \times t \times L \times \sigma_t$$

$$F = 1,414 \times 3 \text{ (mm)} \times 100 \text{ (mm)} \times 125 \text{ Mpa}$$

$$F = 53,025 \text{ N/mm}^2$$

Gaya tarik maksimum sambungan las

- *Double V Butt Joint*,

$$F_t = (t_1 + t_2) \cdot L \cdot \sigma_t$$

$$F_t = (3 \text{ mm} + 3 \text{ mm}) \cdot 100 \text{ mm} \times 125 \text{ Mpa}$$

$$F_t = (6 \text{ mm}) \cdot 100 \text{ mm} \times 125 \text{ Mpa}$$

$$F_t = 75000 \text{ N/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan didapatkan gaya tarik maksimum sambungan las adalah 75.000 N/mm² sedangkan beban atau gaya yang diterima adalah 6000 N/mm², maka sambungan las AMAN untuk diaplikasikan.

M. Sambungan Mur dan Baut

Diketahui :

Berdasarkan tabel 2.23 diperoleh :

d_o = 10 mm (M 10)

d_i = 8,16 mm

T = 2 Nm = 2000 Nmm (dari hasil perhitungan daya dan pemilihan motor)

$\tau = 70 \text{ Kg/mm}^2 = 686,5 \text{ N/mm}^2$ (berdasarkan

tabel 2.12 Material Kopling

Flens)

1) Gaya awal pada baut :

$$F = 284 \cdot d_o \text{ (Kg)}$$

$$F = 284 \cdot 24$$

$$F = 6816 \text{ Kg}$$

$$F = 68160 \text{ N}$$

Dengan :

F : initial tension = gaya awal

d : diameter nominal=mayor (mm)

1) Tegangan Geser Torsional

τ : Tegangan Geser Torsional

d_i : diameter minor

T : Torsi

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{32} d_i^4} \cdot \frac{d_i}{2} \text{ maka } \tau = \frac{16 T}{\pi d_i^3}$$

$$\tau = \frac{16 \times 2000 \text{ Nmm}}{3,14 \times 8,16 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = \frac{32000 \text{ Nmm}}{1706 \text{ mm}}$$

$$\tau = 18,76 \text{ N/mm}$$

2) Tegangan geser

F_s : gaya geser

d_o : diameter mayor (nominal)

n : jumlah baut

$$F_s = \frac{\pi}{4} d_o^2 \cdot \tau \cdot n,$$

$$F_s = \frac{\pi}{4} 10^2 \cdot 686,5 \cdot 4$$

$$F_s = \frac{\pi}{4} 100 \cdot 686,5 \cdot 4$$

$$F_s = 215,56 \text{ N/mm}^2$$

Disimpulkan dari hasil perhitungan tegangan geser baut adalah $215,56 \text{ N/mm}^2$ sedangkan tegangan ijin bahan baut adalah $686,5 \text{ N/mm}^2$, maka baut yang dipilih untuk kopling tetap AMAN untuk diaplikasikan.

N. Perhitungan Kapasitas Mesin

Estimasi waktu yang dibutuhkan untuk mengeroll benda kerja dengan panjang 2500 mm adalah :

waktu (s) = (panjang material yang akan di roll (mm))/(kecepatan (mm/s)) + estimasi proses kerja

$$s = 2500/50$$

$$s = 50 + 10 = 60 \text{ detik} / 1 \text{ menit}$$

jadi, waktu yang dibutuhkan untuk satu kali proses pengerollan dengan panjang benda kerja 2500 mm dan defleksi 19,2 mm adalah 1 menit.

Produksi pengerollan dalam waktu satu jam ?

Diketahui :

1 benda kerja 1 menit proses pengerollan, maka

$$= 1 \times 60 \text{ menit}$$

$$= 60 \text{ benda kerja}$$

Jadi, estimasi dalam waktu satu jam proses pengerollan dapat memproduksi 60 benda kerja dengan panjang 2500 mm dan defleksi 19,2 mm.

O. Estimasi Biaya Pembuatan Mesin Roll Bending Elektrik

Tabel 9. Rincian anggaran biaya

| NO | Nama Barang | Harga | Qty | Total Harga |
|----|----------------------------------|------------------|----------|---------------|
| 1 | Motor Listrik | Rp. 1.400.000 | 1 unit | Rp. 1.400.000 |
| 2 | Poros | Rp. 100.000 | 3 pcs | Rp. 300.000 |
| 3 | Pasak | Rp. 20.000 | 5 pcs | Rp. 100.000 |
| 4 | Bantalan | Rp. 125.000 | 6 pcs | Rp. 750.000 |
| 5 | Kopling tetap | Rp. 150.000 | 1 unit | Rp. 150.000 |
| 6 | Speed Reducer (Gearbox) WPO 1:60 | Rp. 650.000 | 1 unit | Rp. 650.000 |
| 7 | Rantai | Rp. 100.000 | 1 pcs | Rp. 100.000 |
| 8 | Sprocket | Rp. 40.000 | 3 pcs | Rp. 120.000 |
| 9 | Roller Bending | Rp. 500.000 | 1 set | Rp. 500.000 |
| 10 | Dongkrak Hidrolik 2 ton | Rp. 250.000 | 1 pcs | Rp. 250.000 |
| 11 | Pegas Penarik | Rp. 5000 | 2 pcs | Rp. 10.000 |
| 12 | Mur & baut | Rp. 2000 | 15 pcs | Rp. 30.000 |
| 13 | Besi siku 50x50x5mm | Rp. 240.000 | 4 batang | Rp. 960.000 |
| 14 | Besi kanal U 50 x 100 x 3 mm | Rp. 245.000 | 1 batang | Rp. 245.000 |
| 15 | Besi Plat 3 mm | Rp. 350.000 | 1 lembar | Rp. 350.000 |
| 16 | Besi Plat 2mm | Rp. 300.000 | 1 lembar | Rp. 300.000 |
| 17 | Saklar Cam Starter 15 A | Rp. 45.000 | 1 pcs | Rp. 45.000 |
| 18 | Kabel NYHY 2.5 mm x 3 | Rp. 10.000 | 4 meter | Rp. 40.000 |
| 19 | Colokan Kabel | Rp. 5000 | 1 pcs | Rp. 5000 |
| 20 | Cat | Rp. 50.000 | 1 kaleng | Rp. 50.000 |
| 21 | Thiner | Rp. 30.000 | 1 kaleng | Rp. 30.000 |
| 22 | Electroda RB 26 | Rp. 70.000 | 1 pack | Rp. 70.000 |
| 23 | Sewa Mesin Las | Rp. 150.000 | - | Rp. 150.000 |
| 24 | Jasa Bubut & Drilling | Rp. 300.000 | - | Rp. 300.000 |
| | | | Jumlah | Rp. 6.945.000 |
| 25 | Biaya tidak terduga | 10 % dari jumlah | - | Rp. 650.000 |
| 26 | Profit | 30 % dari jumlah | - | Rp. 2.083.500 |
| | | | Jumlah | Rp. 9.678.500 |

Jadi estimasi biaya yang diperlukan untuk membuat mesin roll bending elektrik ini adalah sebesar Rp. 9.678.500,-

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil Perancangan Mesin Roll Bending Elektrik didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

- Berdasarkan hasil perancangan Mesin Roll Bending Elektrik yang efektif dan efisien, didapatkan rancangan dengan desain rancangan seperti pada lampiran gambar Nomor 01.
- Pemilihan Komponen – komponen mesin dapat diketahui sebagai berikut :
 - Menggunakan motor listrik AC 1 Phase daya 1 Hp putaran 1450 Rpm dengan beban Torsi 2 Nm.

- b) Perancang memilih poros dengan diameter 60 mm dan panjang 500 mm menggunakan bahan poros *mild steel* dan tegangan geser bahan poros 60 Mpa.
 - c) Dimensi pasak yang dipilih berdasarkan tabel 2.3 ukuran pasak yang direkomendasikan. Lebar 18 mm, tebal 11 mm dan panjang 160 mm.
 - d) Diameter *bore* bantalan yang digunakan adalah \varnothing 60 mm dengan jenis bantalan *Pillow block bearing*.
 - e) Dimensi kopling Tetap berdasarkan pada perhitungan dan ukuran detail ada di lampiran Gambar Teknik.
 - f) Pemilihan *Speed reducer* jenis WPO dengan perbandingan 1:60.
 - g) Pemilihan rantai nomor 428 dengan panjang minimum 1,3 meter dan *Sprocket* kecil 15 gigi dan *sprocket* besar 30 gigi.
 - h) Pemilihan *Roller Bending* diameter alur minimum \varnothing 80 mm dengan jenis material *Cast steel* tegangan geser bahan *Roller bending* 21 Mpa.
 - i) Dongkrak hidrolik yang dipilih dengan kapasitas pembebanan 2 ton sebagai komponen penekan saat proses *roll*.
 - j) Pegas penarik digunakan untuk menarik dongkrak ke posisi awal Tegangan maksimum yang terjadi dipermukaan lilitan pegas $2,38 \text{ kg/mm}^2$.
 - k) Sambungan rangka menggunakan jenis las *Double V Butt Joint* gaya tarik maksimum sambungan las adalah 75.000 N/mm^2 dan sambungan baut menggunakan baut M10 Untuk Kopling Tetap.
3. Kapasitas mesin untuk satu kali proses pengerollan dengan panjang benda kerja 2500 mm dan defleksi 19,2 mm adalah 1 menit.
 4. Estimasi biaya yang diperlukan untuk membuat mesin *roll bending* elektrik ini adalah sebesar Rp. 9.678.500,-

V. SARAN

Proses penyempurnaan mesin ini masih di perlukan pengembangan dan meningkatkan efisiensi, usulan perbaikan perancangan mesin antara lain:

1. Dalam Perancangan Mesin *Roll Bending* Elektrik penulis sudah memperhitungkan perancangan yang paling sesuai dengan kebutuhan yang ada saat ini, baik dari segi material, kekuatan dan kapasitas produksi. Oleh karena itu penulis berharap agar pembuatan mesin ini nantinya dapat dibuat

sesuai apa yang telah dihitung dalam perancangan ini.

2. Penulis menyadari masih terdapat beberapa kekurangan yang terdapat dalam perancangan mesin ini. Maka dari itu penulis berharap kedepannya dapat dilakukan pengembangan terhadap Mesin *Roll Bending* Elektrik , khususnya pada sistem penekan menggunakan hidrolik yang di kontrol oleh sistem elektronik dan pengembangan pada alat pengangkat benda kerja agar memudahkan operator.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Novandra, Diga Rahmat. Tiyasmihadi, Tri. dan Fais Hamzah. (2017). "*Rancang Bangun Roll Bending Machine With Hydraulic Assist*". Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- [2] Sunarto. Sisworo. Anggri Zulian Prasajo. (2018). "*Rancang Bangun Mesin Roll Bending Pipa Evaporator Freezer Kapal Dengan Motor Listrik 1 Hp*". Politeknik Negeri Semarang.
- [3] Nurcahyo, Yusuf Eko. Ellianto, Mario Sariski Dwi. (2018). "*Rancang Bangun Mesin Roll Bending Portable*". Politeknik 17 Agustus 1945 Surabaya.
- [4] Pratiwi, Siska. (2018). "*Analisis Pemilihan Material Multi Kriteria Multi Paramater Menggunakan Weighted Product Model*". Universitas Islam Indonesia.
- [5] Yudha, Hendra Martha. (2020). *Penggunaan Motor Listrik*. Palembang: Program Studi Teknik Elektro Fakultas Teknik Universitas Tridianti Palembang.
- [6] Hawari. (2020). "*Perancangan Mesin Pemotong Kentang Bentuk Stik*". Politeknik Sukabumi.
- [7] Irawan, Agustinus Purna. (2009). *Diktat Elemen Mesin*. (Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tarumanagara, 2009).
- [8] Wibawa, Bela. (2018). *Perancangan Mesin Pencuci Beras*. (Diploma III, Teknik Mesin Politeknik Sukabumi, 2018).
- [9] Zainuri, Achmad. (2010). *Diktat Elemen Mesin*. (Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Mataram, 2010).
- [10] Auto 2000. (2021). *Cara Kerja Dongkrak Hidrolik Mobil*. Diakses pada 19 Agustus 2021, dari <https://auto2000.co.id/berita-dan-tips/cara-kerja-dongkrak-hidrolik>
- [11] Sularso. Suga, kiyokatsu. (2004). "*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin (Cetakan 11)*". Jakarta : Pradya Paramita.
- [12] Resdi. (2020). *Perancangan Mesin Pemanas Gulungan Lilitan Motor Induksi*. (Diploma III, Teknik Mesin Politeknik Sukabumi, 2020).
- [13] Dimas Muhammad Faisal. (2020). *Perancangan Mesin Press Tatal Bubut Manual*. (Diploma III, Teknik Mesin Politeknik Sukabumi, 2020).
- [14] Sucipta, Nyoman. (2016). *Bahan Ajar Kekuatan Bahan*. (Program Studi Teknik Pertanian Fakultas Teknologi Pertanian Universitas Udayana, 2016).