

RANCANG BANGUN MESIN KORTER DAN HONING BERBASIS CNC DENGAN MODUL *MACH3*

Rafie Budi Priyanto¹, Sigit Widiyanto²

¹ Mahasiswa STT Duta Bangsa, ² Dosen STT Duta Bangsa Cikarang Utara, Bekasi
rafiebud6@gmail.com; widiyantosigit997@gmail.com

Abstrak— Penelitian ini bertujuan merancang dan membangun mesin korter dan honing berbasis CNC dengan modul *Mach3* untuk meningkatkan presisi, efisiensi, dan konsistensi produksi. Metode yang digunakan meliputi studi literatur, perhitungan teknis, serta perancangan sistem mekanik dan elektronik. Komponen utama yang dikaji mencakup motor *stepper*, *ballscrew*, *linear motion guide*, poros *spindle*, dan sistem kontrol *Mach3*. Hasil menunjukkan *ballscrew* akurasi C7, *LM Guide* tipe HGL15CA, dan motor *stepper* MST513C213-X2AA7.0 layak digunakan. Analisis material dan perhitungan gaya memastikan keamanan komponen. Uji *spindle* menghasilkan penyimpangan 0,06 mm, sedangkan as korter 0,6 mm, sehingga honing lebih presisi dibanding korter.

Keywords— *Mach3*. CNC. Korter. Honing.

I. PENDAHULUAN

Dalam industri otomotif dan manufaktur, presisi dan kualitas komponen mesin merupakan faktor utama untuk menjamin performa serta daya tahan produk. Salah satu proses penting adalah korter dan honing yang diterapkan pada silinder mesin kendaraan. Korter berfungsi memperbesar diameter *bore* silinder, sedangkan honing bertujuan menghaluskan permukaan agar mencapai kualitas dan akurasi yang optimal.

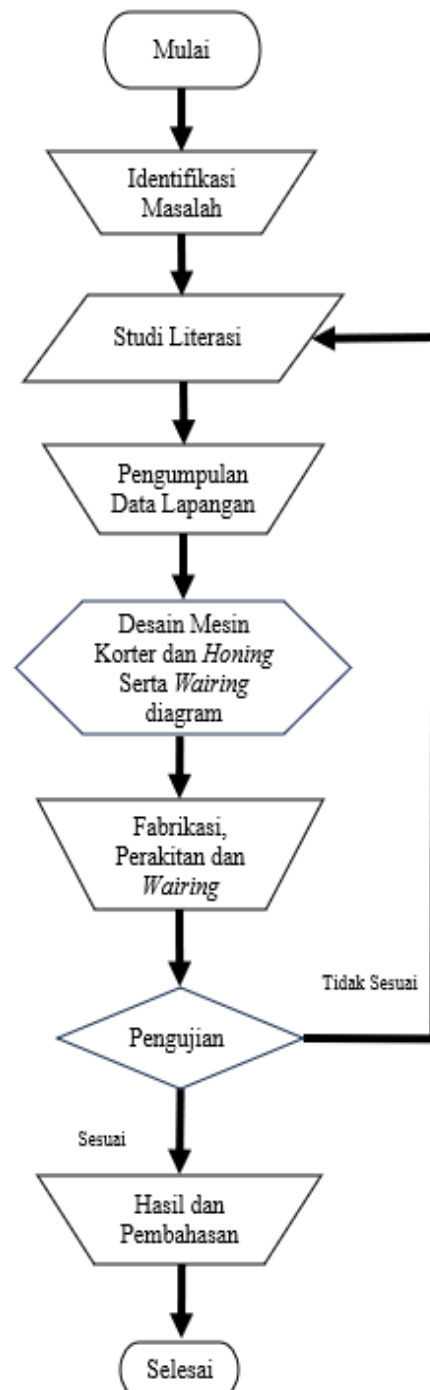
Namun, pada praktiknya banyak bengkel dan industri kecil masih menggunakan mesin manual atau semi-otomatis. Metode ini menimbulkan sejumlah keterbatasan, di antaranya waktu pengerjaan yang lebih lama, hasil yang tidak seragam, serta risiko kesalahan operator. Selain itu, proses korter dan honing biasanya dilakukan dengan mesin terpisah sehingga memerlukan dua kali penyetelan titik nol (*zero setting*), yang mengurangi efisiensi kerja.

Seiring kemajuan teknologi, mesin berbasis *Computer Numerical Control* (CNC) memberikan solusi yang lebih presisi, efisien, dan konsisten. Salah satu perangkat lunak yang banyak digunakan adalah *Mach3*, yang mampu mengendalikan mesin CNC secara otomatis menggunakan *G-code*. Integrasi modul *Mach3* pada mesin korter dan honing dinilai dapat meningkatkan efektivitas produksi serta mengurangi ketergantungan pada mesin impor.

Berdasarkan permasalahan tersebut, penelitian ini bertujuan merancang dan membangun mesin korter dan honing berbasis CNC dengan modul *Mach3*. Pendekatan yang digunakan adalah integrasi sistem mekanik dan elektronik melalui pemilihan komponen utama, analisis perhitungan teknis, serta implementasi sistem kendali berbasis CNC. Inovasi ini diharapkan dapat mendukung penguatan teknologi manufaktur, khususnya di sektor industri kecil dan menengah.

II. METODE

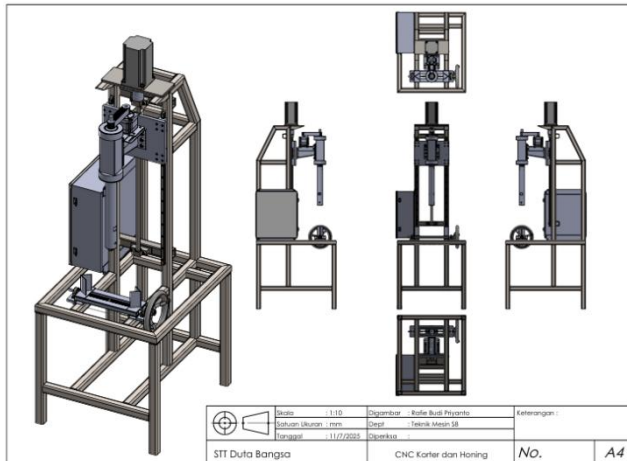
Metode penelitian dapat digambarkan pada diagram alir berikut ini



III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Design Mesin

Untuk membuat desain mesin korter dan *honing* berbasis CNC dengan modul *Mach3* ini menggunakan aplikasi/software solidwork 2019. Sebagai berikut :



Gambar 1 Mesin Korter dan *honing* berbasis CNC

B. Komponen

Adapun bahan komponen yang diperlukan untuk dilakukan perakitan sebagai berikut :

TABEL. 1. Komponen

No	Komponen	Type	Jumlah
1	Motor Stepper	Nema 42	1
2	Motor Stepper	Nema 34	1
3	Driver Stepper	DM860H	1
4	Driver Stepper	2MA860H	1
5	BreakOut Board Mach3	BSMCE04U-PP	1
6	Trafo CT 35 5A	-	1
7	Power Supply 48V 20A	48V 20A	1
8	Power Supply 24V 2A	24V 2A	1
9	Push Button ON/OFF	-	2
10	PB Emergency Stop	-	1
11	Relay AC 220	MK2P-N Omron	1
12	Buzzer LED green/red	-	1
13	Pillot Lamp green/red	-	2
14	Limit Switch	ME-8108	2
15	Kabel Serabut	NYAF 0,75MM	6 kbl x 5mtr
16	Cooling Fan	24VDC	1

4.1 MENENTUKAN MOTOR STEPPER PADA SPINDLE

A. PROSES *HONING*

Judul dan pengarang harus dalam format kolom tunggal dan harus ditengah tengah. Setiap awal kata dalam Menghitung Inersia dan Torsi yang diperlukan pada proses *honing*. Langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengidentifikasi kebutuhan momen inersia dan torsi. Tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut:

DiKetahui:

Keterangan :

- $A = 10 \text{ mm}$ - A = Lebar batu *Honing*
- $P = 60 \text{ mm}$ - P = Panjang batu *Honing*
- $B = 5 \text{ mm}$ - B = Tebal batu *Honing*
- $m_s = 1,5 \text{ kg}$ - m_s = Massa batu *Honing*
- $V_{ft} = 100 \text{ mm/s}$ - V_{ft} = Kecepatan makan tangensial
- $f_r = a = 0,010 \text{ mm/langkah}$ - f_r = Gerak makan radial
- $f_a = 0,25 \text{ mm}$ - f_a = Gerak makan aksial
- $n_s = 1.000 \text{ rpm}$ - n_s = Putaran batu *Honing*
- $U = b_s / f_a = 60 \text{ mm}$ - U = Derajat overlap
- $L_w = 200 \text{ mm}$ - L_w = Panjang benda kerja
- $w = 100 \text{ mm}$ - w = Diameter benda kerja

1. Kecepatan Potong (*Cutting Speed*)

$$V_s = \frac{\pi \times d \times n_s}{1.000}$$

$$V_s = \frac{3,14 \times 100 \times 1.000}{1.000}$$

$$V_s = 314 \text{ m/min}$$

2. Kecepatan Penghasil Geram

Pemakanan Melintang (*Traverse Honing*).

$$Z = a \times f_a \times U \times V_{ft}$$

$$Z = 0,010 \times 0,25 \times 240 \times 100$$

$$Z = 60 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Pemakanan Radial (*Plunge Honing*).

$$Z = a \times b_s \times V_{ft}$$

$$Z = 0,010 \times 60 \times 100$$

$$Z = 60 \text{ mm}^3/\text{s}$$

3. Kekasaran Geram Ekuifalen

$$h_{eq} = \frac{z^1}{v_s}$$

$$h_{eq} = \frac{z^1}{v_s} = \frac{f_r \times V_{ft}}{v_s}$$

$$h_{eq} = \frac{0,010 \times 100}{314}$$

$$h_{eq} = 0,0031 \mu m$$

4. Menghitung Gaya

- a. Gaya Tangensial (per lebar aktif
- b_s
-)

$$F'_t = F_1 \times h_{eq}^f$$

$$F'_t = 15 \times (0,0031)^{0,60}$$

$$F'_t = 0,46 \text{ N}$$

- b. Gaya Radial / Normal (per lebar aktif
- b_s
-)

$$F'_r = \frac{F_1}{\mu} \times h_{eq}^f$$

$$F'_r = \frac{15}{0,32} \times (0,0031)^{0,60}$$

$$F'_r = 1,46 \text{ N}$$

Catatan untuk Nilai F_1 dan f terdapat di tabel 4.1

5. Gaya Potong (*Cutting Force*)

- a. Gaya Potong Tangensial

$$F_t = F'_t \times f_a / lw$$

$$F_t = 5,53 \times 0,25 / 200$$

$$F_t = 0,0069 \text{ N} = 6,9 \text{ N.mm}$$

- b. Gaya Potong Radial

$$F_r = F'_r \times f_r / lw$$

$$F_r = 17,3 \times 0,010 / 200$$

$$F_r = 0,000865 \text{ N} = 0,865 \text{ N.mm}$$

1. F_{min}

$$K_c = 5390 \text{ N/mm}^2 \text{ Material kerja SCM 440 atau SNCM 439 tansile 980 Mpa}$$

$$F = k_c \times a_p \times f =$$

$$F_{min} = 5990 \times 0,04 \times 0,04 = 9,5 \text{ N}$$

2. F_{max}

$$K_c = 1750 \text{ N/mm}^2 \text{ Material kerja FCD600 200 Mpa}$$

$$F = k_c \times a_p \times f =$$

$$F_{max} = 2110 \times 0,25 \times 0,25 = 131,87 \text{ N}$$

$$F_{total} = F_{max} + F'_r = 109,37 + 17,33 = 126,7 \text{ N}$$

Catatan untuk nilai $k_c \times a_p \times f$ ada ditabel 4.1

6. *Material Removal Rate*

$$Q = w \times f_n \times v_s$$

$$Q = 100 \times 0,2 \times 314$$

$$Q = 6.280 \text{ mm}^3/\text{min}$$

Catatan nilai f_n dari tabel 4.1

7. Inersia Batu Honing

$$J_s = \frac{M_s(l_{s1}^2 + t_{s2}^2) \times 3 \text{ bilah}}{8} \times 10^{-6}$$

$$J_s = \frac{1,5(10^2 + 5^2) \times 3}{12} \times 10^{-6}$$

$$J_s = 46,87 \times 10^{-6} \text{ kg. mm}^2$$

$$J_s = 46,87 \times 10^{-6} \text{ kg. mm}^2 = 0,46 \times 10^{-6} \text{ kg. cm}^2$$

8. Torsi Batu Honing

$$T_m = (F_t + F_r + F_{total}) \times w_2 / 2$$

$$T_m = (6,9 + 0,865 + 170,45) \times 100 / 2$$

$$T_m = 178,2 \times 50$$

$$T_m = 8910 \text{ N. mm} = 891 \text{ N. cm}$$

a. Menentukan Tipe Motor Stepper

- a. Rotor / inersia dari motor
- stepper*
- yang dipilih lebih dari 1/30 dari inersia beban.

$$J_m = J_s / 30$$

$$J_m = \frac{0,46}{30}$$

$$J_m = 0,015 \text{ kg. cm}^2 = 0,082 \text{ oz/in}^2$$

B. PROSES KORTER

Menghitung Inersia dan Torsi yang diperlukan pada proses korter. Langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengidentifikasi kebutuhan momen inersia dan torsi. Tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut:

DiKetahui:

Keterangan :

- $d_s = 16 \text{ mm}$ - d_s = Diameter *Insert* Korter
- $b_s = 2,5 \text{ mm}$ - b_s = Lebar Pahat Korter
- $m_k = 6 \text{ kg}$ - m_s = Massa Holder Korter
- $m_i = 0,5 \text{ kg}$ - m_i = Massa *Insert* Korter
- $P = 70 \text{ mm}$ - P = Panjang *Insert* Korter
- $V_{ft} = 100 \text{ mm/s}$ - V_{ft} = Kecepatan Makan Tangensial
- $f_r = a = 0,010 \text{ mm/langkah}$ - f_r = Gerak Makan Radial
- $f_a = 0,25 \text{ mm}$ - f_a = Gerak Makan Aksial
- $n_s = 1.000 \text{ rpm}$ - n_s = Putaran Korter
- $U = b_s / f_a = 60 \text{ mm}$ - U = Derajat Overlap
- $L_w = 200 \text{ mm}$ - L_w = Panjang Honing benda kerja
- $w = 100 \text{ mm}$ - w = Diameter Benda Kerja
- $J_c = 0,000212 \text{ kg}$ - J_c = Momen Inersia Pusat
- $r\theta = 25 \text{ mm}$ - $r\theta$ = Garis Pusat Rotasi

1. Kecepatan Potong (*Cutting Speed*)

$$V_s = \frac{\pi \times d_s \times n_s}{1.000}$$

$$V_s = \frac{3,14 \times 100 \times 1.000}{1.000}$$

$$V_s = 314 \text{ m/min}$$

2. Kecepatan Penghasil Geram

- a. Pemakanan Melintang (
- Traverse Korter*
-).

$$Z = a \times f_a \times U \times V_{ft}$$

$$Z = 0,010 \times 0,25 \times 240 \times 100$$

$$Z = 60 \text{ mm}^3/\text{s}$$

b. Pemakanan Radial (*Plunge* Korter).

$$Z = a \times b_s \times V_{ft}$$

$$Z = 0,010 \times 4 \times 100$$

$$Z = 4 \text{ mm}^3/\text{s}$$

3. Tebal Geram Ekuifalen

$$h_{eq} = \frac{Z^1}{V_s}$$

$$h_{eq} = \frac{Z^1 - f_r \times V_{ft}}{V_s}$$

$$h_{eq} = \frac{0,010 \times 100}{314}$$

$$h_{eq} = 0,0031 \mu\text{m}$$

4. Menghitung Gaya

a. Gaya Tangensial (per lebar aktif b_s)

$$F'_t = F_1 \times h_{eq}^f$$

$$F'_t = 15 \times (0,0031)^{0,60}$$

$$F'_t = 0,46 \text{ N}$$

b. Gaya Radial / Normal (per lebar aktif b_s)

$$F'_r = \frac{F_1}{\mu} \times h_{eq}^f$$

$$F'_r = \frac{15}{0,32} \times (0,0031)^{0,60}$$

$$F'_r = 1,46 \text{ N}$$

Catatan untuk Nilai F_1 dan f terdapat di tabel 4.1

5. Gaya Potong (*Cutting Force*)

a. Gaya Potong Tangensial

$$F_t = F'_t \times f_a / lw$$

$$F_t = 5,53 \times 0,25 / 200$$

$$F_t = 0,0069 \text{ N} = 6,9 \text{ N.mm}$$

b. Gaya Potong Radial

$$F_r = F'_r \times f_r / lw$$

$$F_r = 17,3 \times 0,010 / 200$$

$$F_r = 0,000865 = 0,865 \text{ N.mm}$$

c. F_{min}

$$K_c = 5390 \text{ N/mm}^2 \text{ Material kerja SCM 440}$$

$$\text{atau SNCM 439 tansile } 980 \text{ Mpa}$$

$$F = k_c \times a_p \times f$$

$$F_{min} = 5990 \times 0,04 \times 0,04 = 9,5 \text{ N}$$

d. F_{max}

$$K_c = 1750 \text{ N/mm}^2 \text{ Material kerja FCD600}$$

$$200 \text{ Mpa}$$

$$F = k_c \times a_p \times f$$

$$F_{max} = 2110 \times 0,25 \times 0,25 = 131,87 \text{ N}$$

$$F_{total} = F_{max} + F'_r = 109,37 + 17,33 = 126,7 \text{ N}$$

Catatan untuk nilai $k_c \times a_p \times f$ ada ditabel 4.1

6. *Material Removal Rate*

$$Q = f_r \times d_c \times v_s$$

$$Q = 0,2 \times 0,2 \times 314$$

$$Q = 0,209 \text{ m}^3/\text{min}$$

Catatan nilai f_r dan d_c dari tabel 4.1

7. Inersia pahat Korter

$$J_w = J_c + m_i \cdot r\theta^2 \times 10^{-6}$$

$$J_w = 0,000212 + 0,5 \times (25)^2 \times 10^{-6}$$

$$J_w = 312,5 \times 10^{-6} \text{ kg. mm}^2 = 3,125 \times 10^{-6} \text{ kg. cm}^2$$

8. Torsi pahat Korter

$$T_m = (F_t + F_r + F_{total}) \times w_2 / 2$$

$$T_m = (6,9 + 0,865 + 170,45) \times 100 / 2$$

$$T_m = 178,2 \times 50$$

$$T_m = 8910 \text{ N.mm} = 891 \text{ N.cm}$$

• MENENTUKAN TIPE MOTOR STEPPER

a. Rotor / inersia dari motor *stepper Honing* yang dipilih lebih dari 1/30 dari inersia beban.

$$J_m = J_s / 30$$

$$J_m = \frac{0,46}{30}$$

$$J_m = 0,015 \text{ kg. cm}^2 = 0,082 \text{ oz/in}^2$$

b. Rotor / inersia dari motor *stepper Korter* yang dipilih lebih dari 1/30 dari inersia beban.

$$J_m = J_w / 30$$

$$J_m = \frac{3,125}{30}$$

$$J_m = 0,104 \text{ kg. cm}^2 = 23,66 \text{ oz/in}^2$$

Jadi hasil perhitungan antara proses korter dan honing yang di pilih yaitu, proses korter dengan nilai $0,104 \text{ kg. cm}^2 = 23,66 \text{ oz/in}^2$. Pada penelitian ini, model motor *stepper* yang digunakan untuk sementara adalah 34BK50, dengan nilai inersia $J = 1700 \text{ oz/in}^2$.

c. Torsi antara batu honing dan pahat korter memiliki nilai yang sama yaitu 891 N.cm .

Sebesar 80% dari torsi motor *stepper* yang dipilih harus melebihi torsi beban yang diperoleh dari konversi poros motor stepper. Motor stepper tipe 34BK50 memiliki torsi sebesar $T = 1200 \text{ N.cm}$

$$J_m \times 0,8 > T_m$$

$$1200 \times 0,8 > 891$$

$$960 > 891$$

Catatan : torsi pada katalog motor stepper yang sudah dibagi 80% yaitu 960 N.cm lebih besar, dari perhitungan torsi perancangan yaitu 891 N.cm dengan ini untuk pemilihan motor sudah tercapai.

4.2 MENENTUKAN BALL SCREW

Langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengidentifikasi kebutuhan *ball screw*. Tahapan dan persyaratan adalah sebagai berikut:

- Beban aksial = 25 kg = 25 kgf = 250 N
- Panjang lintasan = 820 mm
- Kecepatan linear = 0,28 m/s
- Waktu akselerasi = 0,2(s)
- Masa pakai yang diharapkan = 30.000 jam

a. Pemilihan Tingkat Akurasi

Standar pabrik memiliki tingkat akurasi dengan setiap jarak lintasan 300 mm dengan jumlah *error* 0,15 mm (150 micron). Pada rancang bangun ini memiliki panjang lintasan 820 mm dengan jumlah *error* 0,4 mm (400 micron).

Kesimpulan dalam pemilihan tingkat akurasi *ball screw* – C7, dan menggunakan tipe *rolled ball screw*.

b. Pemilihan *Lead Ball Screw*

Diketahui panjang *ball screw*:

- *Stroke* = 720 mm
- *Slide plate* = 200 mm
- *Screw end* = 100 mm
- Panjang total = 820mm
- Stepper Nema 42 = 2.500 RPM

$$\text{Lead (mm)} = \frac{V_{\max} \text{ linear speed mm/s} \times 60}{N_{\max} \text{ (RPM)}}$$

$$\text{Lead (mm)} = \frac{320 \times 60}{2.500}$$

$$\text{Lead (mm)} = 7,68 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

c. Seleksi Diameter *Ball Screw*

Total panjang *Ball screw* pada rancang bangun ini 820 mm, menggunakan *rolled ball screw* dengan tingkat akurasi C7, maka *ball screw* diameter *shaft* 20 mm.

1. Kalkulasi Maksimum Beban Aksial

a. *Upward Uniform Motion*

Gerakan beraturan melawan grafitasi sehingga gaya akan menjadi berat.

Gaya aksial = berat gaya + gaya gesek geser

Gaya aksial = 250Newton + 20 Newton = 270 Newton

b. *Upward Acceleration Motion*

Gaya pada *ball screw* selama percepatan ke atas dan ini menjadi gaya maksimum pada *ball screw* karena gerakan percepatan ini melawan grafitasi

gaya aksial = gaya gerak beraturan
+ gaya inersia akibat percepatan
+ (berat massa x akselerasi)

$$250 + (25 \times 2) = 300 \text{ Newton}$$

Gaya selama kondisi diam seperti percepatan ke bawah atau gerak beraturan ke bawah, pasti akan kurang dari nilai maksimum karena dalam kondisi ke bawah gravitasi akan membantu dalam gerakan. Maka beban statis lebih kecil dari pada beban dinamik.

c. *Maximum Posisible RPM*

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} \text{ Linear velocity (m/sec)} \times 60 \times 10^3}{\text{Lead (mm)}}$$

$$N_{\max} = \frac{0,28 \times 60 \times 10^3}{10} = 1.680 \text{ RPM}$$

d. *Critical Speed*

N_c = critical speed (RPM)

N_p = Maximum persimble speed (RPM)

d_r = Root diameter of screw shaft (mm)

L_t = Distance between support bearing (mm)

M_f = Factor for different mounting type

fixed – fixed $M_f = 1$

fixed – supported $M_f = 0,689$

supported – supported $M_f = 0,441$

fixed – free $M_f = 0,157$

$$N_c = 2.71 \times 10^8 \times \frac{M_f d_r}{L_t^2}$$

$$N_c = 2,71 \times 10^8 \times \frac{0,689 \times 16,13}{1.000^2}$$

$$N_c = 3.011 \text{ RPM}$$

e. *Maximum Permissible Speed*

$$N_p = 0,8 \times N_c$$

$$N_p = 0,8 \times 3011$$

$$N_p = 2.408 \text{ RPM}$$

$$\text{Maximum speed} = 1.680 \text{ RPM}$$

$$\text{Maximum speed} < \text{Max. Permissible speed}$$

Jadi maksimum *speed* lebih rendah dari kecepatan yang diizinkan.

- *Bearing Arrangement type* : *Fix-Sup*

- *Length of screw* : 820 mm

- *Ball screw Diameter* : 18 mm ~ 20 mm

- *Critical speed* : 3×10^3

$$: 3.000 \text{ RPM}$$

$$\text{Closer to calculated } 3.011 \text{ RPM}$$

f. *Bucling Load*

F_k = Persimibble load (kgf)

F_p = Maximum persimible load (kgf)

d_r = Root diameter of screw shaft (mm)

L_t = Distance between support bearing (mm)

N_f = Factor for different mounting type

fixed – fixed $M_f = 1.0$

fixed – supported $M_f = 0,5$

supported – supported $M_f = 0,25$

fixed – free $M_f = 0,0625$

$$F_k = 4.0720 \times \frac{N_f \times d_r^4}{L_t^2}$$

$$F_k = 4.0720 \times \frac{0,5 \times 16,13}{1.000^2}$$

$$F_k = 32,84 \text{ kgf}$$

g. *Maximum Permissible Load*

$$F_p = 0,5 \times F_k$$

$$F_p = 0,5 \times 32,84$$

$$F_p = 16,82 \text{ kgf}$$

h. *Expexted* *Service* *Life*

L : *service live in running revolution*
 C : *Dynamic load rating (kgf) (10^6 rev)*
 F_a : *Maximum load rating (kgf)*
 L_h : *Service life in hours (h)*
 n_{av} : *Average speed (RPM, Ref. M7)*

$$1. \quad L = \left(\frac{C}{F_a} \right)^3 \times 10^6$$

$$L = \left(\frac{2.960}{72} \right)^3 \times 10^6$$

$$L = 694.829 \times 10^6 \text{ Rev}$$

$$2. \quad L_h = \frac{L}{n_{av} \times 60}$$

$$L_h = \frac{694.829 \times 10^6}{1.680 \times 60}$$

$$L_h = 689.314 \text{ (h)}$$

(L_h) service life in hours : 689.314
Expected service live in 30.000 (h)

Pemilihan *ballscrew* dengan spesifikasi *rolled ballscrew C7, shaft Ø20 mm*, panjang 820 mm, *lead* 10 mm memenuhi syarat karena mampu menahan beban aksial yang bekerja, beroperasi di bawah kecepatan kritis yang diizinkan, serta memiliki masa pakai sesuai target 30.000 jam. Dengan demikian, kondisi *ballscrew* pada rancangan ini layak digunakan dan aman untuk aplikasi mesin korter & *honig* berbasis CNC.

4.3 MENENTUKAN LINEAR MOTION GUIDE

Perhitungan *Linear Motion Guide (LM Guide)*, langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengidentifikasi kebutuhan *LM Guide*. *LM Guide* yang digunakan yaitu model HGL15CA, Tahapan dan persyaratan adalah sebagai berikut:

- HGL15CA
(basic dynamic load rating : $C = 14.7 \text{ kN}$)
(basic static load rating : $C_0 = 23.47 \text{ kN}$)
- Mass : $M_t = 25 \text{ kg}$ $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- Stroke : $\ell_s = 770 \text{ mm}$
- Distance : $\ell_0 = 150 \text{ mm}$
 $\ell_1 = 0$
 $\ell_2 = 0 \text{ mm}$
 $\ell_3 = 250 \text{ mm}$
 $\ell_4 = 100 \text{ mm}$
 $\ell_5 = 250 \text{ mm}$

1. Beban diterapkan pada blok LM

a. Gerakan Naik

Beban diterapkan pada setiap blok LM dalam arah radial Pu_n selama gerakan naik.

$$Pu_1 = + \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_3}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 100}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = + 490 \text{ N}$$

$$Pu_2 = - \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_3}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 100}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = - 490 \text{ N}$$

$$Pu_3 = - \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_3}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 100}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = - 490 \text{ N}$$

$$Pu_4 = + \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_3}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 100}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = + 490 \text{ N}$$

Beban diterapkan pada setiap blok LM ke arah lateral Pu_n selama gerakan naik.

$$Ptu_1 = + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_1}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = + 0 \text{ N}$$

$$Ptu_2 = - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_1}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = - 0 \text{ N}$$

$$Ptu_3 = + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_1}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = + 0 \text{ N}$$

$$Ptu_4 = - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_1}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = - 0 \text{ N}$$

b. Gerakan turun

Beban diterapkan pada setiap blok LM dalam arah radial Pd_n selama gerakan turun.

$$Pd_1 = + \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 100}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = + 285,8 \text{ N}$$

$$Pd_2 = - \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 100}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = - 285,8 \text{ N}$$

$$Pd_3 = + \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 100}{2 \times 150} + \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = + 285,8 \text{ N}$$

$$Pd_4 = - \frac{m_t g \times \ell_4}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_5}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 100}{2 \times 150} - \frac{245 \times 250}{2 \times 150} = - 285,8 \text{ N}$$

Beban diterapkan pada setiap blok LM ke arah lateral Ptd_n selama gerakan turun.

$$Ptd_1 = + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = + 0 \text{ N}$$

$$Ptd_2 = - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = - 0 \text{ N}$$

$$Ptd_3 = - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} - \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0}$$

$$= - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} - \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = - 0 \text{ N}$$

$$Ptd_4 = + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0} + \frac{m_t g \times \ell_2}{2 \times \ell_0}$$

$$= + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} + \frac{245 \times 0}{2 \times 150} = + 0 \text{ N}$$

2. Gabungan beban radial dan dorong

a. Gerakan naik

$$P_{Eu1} = |Pu_1| + |Ptu_1| = |490| + |0| = 490 \text{ N}$$

$$P_{Eu2} = |Pu_2| + |Ptu_2| = |490| + |0| = 490 \text{ N}$$

$$P_{Eu3} = |Pu_3| + |Ptu_3| = |490| + |0| = 490 \text{ N}$$

$$P_{Eu4} = |Pu_4| + |Ptu_4| = |490| + |0| = 490 \text{ N}$$

b. Gerak turun

$$P_{Ed1} = |Pd_1| + |Ptd_1| = |285,8| + |0| \\ = 285,8 \text{ N}$$

$$P_{Ed2} = |Pd_2| + |Ptd_2| = |285,8| + |0| \\ = 285,8 \text{ N}$$

$$P_{Ed3} = |Pd_3| + |Ptd_3| = |285,8| + |0| \\ = 285,8 \text{ N}$$

$$P_{Ed4} = |Pd_4| + |Ptd_4| = |285,8| + |0| \\ = 285,8 \text{ N}$$

2. Faktor keamanan statis

Faktor keamanan statis (f_s) dari Panduan LM yang digunakan pada mesin atau peralatan dalam kondisi yang disebutkan di atas diperoleh sebagai berikut.

$$f_s = \frac{C_0}{P_{EU2}} = \frac{23.47 \times 10^3}{490} = 47.89$$

3. Beban rata-rata P_{mm}

Beban rata-rata yang diterapkan pada setiap blok LM.

$$P_{m1} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times \ell_s} (P_{Eu1^3} \times \ell_s + P_{Ed1^3} \times \ell_s)} \\ = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times 770} (490^3 \times 770 + 285,8^3 \times 770)} = \\ 413 \text{ N}$$

$$P_{m2} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times \ell_s} (P_{Eu2^3} \times \ell_s + P_{Ed2^3} \times \ell_s)} \\ = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times 770} (490^3 \times 770 + 285,8^3 \times 770)} = \\ 413 \text{ N}$$

$$P_{m3} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times \ell_s} (P_{Eu3^3} \times \ell_s + P_{Ed3^3} \times \ell_s)} \\ = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times 770} (490^3 \times 770 + 285,8^3 \times 770)} = \\ 413 \text{ N}$$

$$P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times \ell_s} (P_{Eu4^3} \times \ell_s + P_{Ed4^3} \times \ell_s)} \\ = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times 770} (490^3 \times 770 + 285,8^3 \times 770)} = 413 \\ \text{N}$$

4. Umur nominal L_n

Masa pakai nominal dari empat blok LM diperoleh dari persamaan umur nominal yang sesuai yang ditunjukkan pada perhitungan di bawah ini. $f_w = 1,2$

$$L_1 = \left(\frac{C}{f_w \times P_{m1}} \right)^3 \times 50 = \left(\frac{14.7}{1.2 \times 413} \right)^3 \times 50 = 13.000 \text{ km}$$

$$L_2 = \left(\frac{C}{f_w \times P_{m2}} \right)^3 \times 50 = \left(\frac{14.7}{1.2 \times 413} \right)^3 \times 50 = 13.000 \text{ km}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{f_w \times P_{m3}} \right)^3 \times 50 = \left(\frac{14.7}{1.2 \times 413} \right)^3 \times 50 = 13.000 \text{ km}$$

$$L_4 = \left(\frac{C}{f_w \times P_{m4}} \right)^3 \times 50 = \left(\frac{14.7}{1.2 \times 413} \right)^3 \times 50 = 13.000 \text{ km}$$

Oleh karena itu, masa pakai LM Guide yang digunakan pada rancang bangun ini dalam kondisi yang disebutkan di atas adalah 13.000 km.

4.4 MENENTUKAN MOTOR STEPPER PADA Z AXIS

1. Pemilihan motor dalam menentukan motor *stepper* Z axis

- Load Mass* $m_r = 25 \text{ Kg}$
- Ball screw Lead* $L = 10 \text{ mm}$ (dari perhitungan 4.1 dan tabel spesifikasi *ball screw* Hiwin)
- Ball screw Diameter* $D = 20 \text{ mm}$ (dari perhitungan 4.2 dan tabel 4.4 spesifikasi *ball screw* Hiwin)
- Ball screw Mass* $m = 0,7 \text{ Kg}$ (referensi dari tabel spesifikasi *ball screw* Hiwin)
- Ball screw friction coefficient* $\mu = 0.1$
- Since there is no decelerator*, $G = 1$, $\eta = 1$

2. Perhitungan dari shaft motor dikonversi ke beban inersia (*Calculation of Motor Shaft Conversion Load Inertia*)

a. *Inertia Ball screw* J_B

$$J_B = \frac{m_B D^2}{8} \times 10^{-6} \\ J_B = \frac{0,7 \times 20^2}{8} \times 10^{-6} = 35 \times 10^{-6} \text{ Kg. m}^2$$

b. *Inertia beban* J_w

$$J_w = m_r \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \times 10^{-6} + J_B \\ J_w = 25 \left(\frac{10}{2 \times 3,14} \right)^2 \times 10^{-6} + (35 \times 10^{-6}) \\ J_w = 63,49 \times 10^{-6} + 35 \times 10^{-6} = 98,49 \times 10^{-6} \\ \text{Kg. m}^2$$

c. *Motor shaft conversion*

$$\text{Load inertia } J_L \\ J_L = G^2 \times (J_w + J_2) + J_1 \\ J_L = 1^2 \times (98,49 \times 10^{-6} + 0) + 0 \\ J_L = 98,49 \times 10^{-6} \text{ Kg. m}^2$$

3. Perhitungan Beban Torsi (*Load Torque Calculation*)

a. *Torque against friction*

$$\text{Torque } T_W \\ T_W = \mu \times m_r \times g \times \frac{L}{2\pi} \times 10^{-3} \\ T_W = 0,1 \times 25 \times 10 \times \frac{10}{2 \times 3,14} \times 10^{-3} = \\ 39,8 \times 10^{-3} \text{ N. m}$$

b. *Motor shaft conversion*

$$\text{Load torque } T_L \\ T_L = \frac{G}{\eta} \times T_W \\ T_L = \frac{1}{1} \times 39,8 \times 10^{-3} = 39,8 \times 10^{-3} \text{ N. m}$$

4. Perhitungan Kecepatan Putaran (*Calculation of Rotation Speed*) Rotations

$$n = \frac{60 \times V}{L \times G} \\ n = \frac{60 \times 40}{2 \times 1} = 240 \text{ r/min}$$

5. Pemilihan Motor Sementara (*Motor Temporary Selection*)

- a. Rotor atau inersia motor stepper yang dipilih memiliki nilai lebih besar dari 1/30 inersia beban.

$$J_M \geq \frac{J_L}{30}$$

$$J_M \geq \frac{98,49 \times 10^{-6} \text{ Kg. m}^2}{30}$$

$$J_M \geq 3,28 \times 10^{-6} \text{ Kg. m}^2$$

$$J_M \geq 3,28 \times 10^{-3} \text{ Kg. cm}^2 = 746,44 \text{ oz/in}^2$$

Pemilihan motor stepper sementara yaitu motor stepper MST513C213-X2AA7.0 ($J_M = 60 \text{ Kg. cm}^2 = 13654,4 \text{ oz/in}^2$), Torsi 50 N.m.

- b. 80% dari tingkat torsi motor stepper yang dipilih lebih dari torsi beban dari nilai konversi poros motor stepper

Torsi terukur dari model 42HS79-8004S1 yaitu :

$$T_M = 50 \times 0,8 \quad T_L > 39,8 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

$$T_M = 40 \text{ N.m} \quad T_L > 39,8 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

Kesimpulan motor *stepper* MST513C213-X2AA7.0 dipilih karena mampu menghasilkan torsi 50 N.m, lebih besar dari kebutuhan torsi 39,8 N.m, serta nilai inersianya memenuhi syarat ($>1/30$ inersia beban). Dengan demikian, motor ini layak digunakan untuk sumbu Z mesin korter dan honing berbasis CNC.

4.5 PERHITUNGAN POROS SPINDLE

Poros yang menjadi sebuah *spindle* pada proses korter dan *honing*, dengan spesifikasi 1,104 kW pada kecepatan 250 RPM. Di asumsikan bahwa poros terbuat dari baja carbon SAE 1045, memiliki titik geser luluh 250 N/mm², dengan asumsi faktor keamanan 2.5, dan kekuatan geser yang di izinkan adalah 100 N/mm².

- a. Beban di *Pulley*

$$\text{Torsi rata-rata, } T = \frac{60 P}{2\pi N} = \frac{60 \times 1,1 \times 10^3}{2 \times 3,14 \times 250} =$$

$$42,03 \text{ Nm}$$

$$\text{Gaya tangensial, } F_{T1} = \frac{2T}{D_1} = \frac{2 \times 42,03}{0,05} =$$

$$1.681,2 \text{ N}$$

Gaya radial,

$$F_{R1} \tan a \text{ (asumsi sudut tekan puley } 20^\circ)$$

$$1681,2 \tan 20^\circ = 611,9 \text{ N}$$

- b. Beban di *Cutting* C₁

$$\text{Gaya tangensial, } F_{T2} = \frac{2T}{D_1} = \frac{2 \times 42,03}{0,1} =$$

$$840,6 \text{ N}$$

Gaya radial,

$$F_{R2} \tan a \text{ (asumsi sudut tekan pulley } 20^\circ)$$

$$840,6 \tan 20^\circ = 305,9 \text{ N}$$

Dengan asumsi bahwa P₁ berputar berlawanan arah jarum jam ketika dilihat dari sisi kanan dan menerima daya dari atas, diagram benda bebas gaya roda *pulley* akan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.16.

Gaya roda *pulley* F_{T1}, F_{R1} bekerja pada G₁ dan F_{T2}, F_{R2} bekerja pada C₁ ditunjukkan pada gambar di bawah ini.

- c. Momen lentur (*bending moment*)

Beban vertikal (*vertical forces*)

Untuk keseimbangan $R_{B1V} + R_{B2V} = F_{R1} -$

$$F_{R2} = 306 \text{ N}$$

Mengambil momen tentang B₂:

$$R_{B1V} \times 305 - 611,9 \times 200 - 305,9 \times 135 = 0$$

Momen di setiap gaya :

$$611,9 \times 200 = 122.380 \text{ N}$$

$$305,9 \times 135 = 41.296,5 \text{ N}$$

Jumlah momen gaya yang berlawanan dengan arah momen R_{B1V} adalah

$$R_{B1V} : 305 = 122.380 + 41.296,5 =$$

$$163.676,5$$

$$R_{B1V} = \frac{163.676,5}{305} = 536,64 \text{ N}$$

Substitusi :

$$-536,64 + R_{B2V} = 306$$

$$R_{B2V} = -536,64 + 306 = -230.64 \text{ N}$$

$$R_{B1V} = 536,64 \text{ N}$$

$$R_{B2V} = -230.64 \text{ N}$$

Tanda (—) menunjukkan bahwa arah reaksi pada B₂ berlawanan dengan apa yang telah diasumsikan (lihat gambar di bawah)

Momen lentur vertikal pada P₁,

$$M_{P1V} = -R_{B1V} \times 0,105 = -536,64 \times 0,105$$

$$= -56,34 \text{ N.mm}$$

$$M_{B2V} = -F_{R2} \times 0,105 = -305,9 \times 0,105$$

$$= -32,11 \text{ N.mm}$$

- d. Beban Horizontal

Untuk keseimbangan $R_{B1V} + R_{B2V} = F_{T1} +$

$$F_{T2} = 2.521,8 \text{ N}$$

Mengambil momen tentang B₂:

$$R_{B1H} \times 305 - 1.681,2 \times 200 - 840,6 \times 135 = 0$$

Momen di setiap gaya :

$$1.681,2 \times 200 = 336.240 \text{ N}$$

$$840,6 \times 135 = 113.481 \text{ N}$$

Jumlah momen gaya yang berlawanan dengan arah momen R_{B1H} adalah

$$R_{B1H} = 336.240 + 113.481 = 429.721 \text{ N}$$

$$R_{B1H} = \frac{429.721}{305} = 1.474,49 \text{ N}$$

Substitusi :

$$1.474,49 + R_{B2H} = 2.521,8$$

$$1.474,49 - 2.521,8 = -1.047,3 \text{ N}$$

$$R_{B1H} = 1.474,49 \text{ N}$$

$$R_{B2H} = -1.047,3 \text{ N}$$

Arah gaya reaksi sama dengan yang telah diasumsikan :

Momen lentur horizontal P_1 ,

$$\begin{aligned} M_{P_1V} &= -R_{B_1V} \times 0,105 = \\ &= -1.474,49 \times 0,105 = -156,49 \text{ N.m} \\ M_{B_2V} &= -F_{R_2} \times 0,105 = -840,6 \times 0,105 \\ &= -88,26 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Momen Resultan P_1

$$\begin{aligned} M_1 &= \sqrt{M_{P_1H}^2 + M_{P_1V}^2} = \sqrt{156,49^2 + 56,34^2} \\ &= 166,32 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Momen Resultan P_1

$$\begin{aligned} M_1 &= \sqrt{M_{B_2H}^2 + M_{B_2V}^2} = \sqrt{88,26^2 + 32,11^2} \\ &= 93,91 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Menurut Kode ASME, untuk beban kejut ringan, $C_m = 1.5$ dan $C_t = 1.2$, sehingga torsi setara pada B_1

$$\begin{aligned} T_{eq1} &= \sqrt{(C_m M_1)^2 (C_t T)^2} \\ T_{eq1} &= \sqrt{(1,5 \times 156,49)^2 + (1,2 \times 42,03)^2} \\ T_{eq1} &= 240,09 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Torsi setara pada B_2

$$\begin{aligned} T_{eq2} &= \sqrt{(1,5 \times 93,91)^2 + (1,2 \times 42,03)^2} \\ T_{eq2} &= 149,62 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Diameter poros yang dibutuhkan di lokasi P_1

$$\begin{aligned} d_1 &= \left[\frac{16 T_{eq1}}{\pi \tau} \right]^{1/3} = \left[\frac{16 \times 42,03 \times 10^3}{\pi \times 100} \right]^{1/3} \\ &= 12,88 \approx 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros yang dibutuhkan di lokasi B_2

Item	Berat	Gaya
Poros (<i>shaft</i>)	15 kgf	147,1 N
<i>Pulley</i>	3 kgf	29,42 N
<i>Cutting Bore</i>	0,5 kgf	4,9 N
Jumlah	18,5	181,42

$$\begin{aligned} d_1 &= \left[\frac{16 T_{eq2}}{\pi \tau} \right]^{1/3} = \left[\frac{16 \times 149,62 \times 10^3}{\pi \times 100} \right]^{1/3} \\ &= 19,66 \approx 50 \text{ mm} \end{aligned}$$

e. Pin pasak P_1

Kekuatan tarik luluh material C45 sebesar 360 N/mm². Nilai kekuatan tarik yang diizinkan diperoleh menggunakan persamaan $\sigma_t = \sigma_{yt}/FoS$, yang menghasilkan 120 N/mm². Sementara itu, kekuatan geser maksimum menurut teori energi distorsi maksimum dapat dihitung dengan pendekatan relevan.

$$\tau = 0,577 \times 120 = 69 \text{ N/mm}^2$$

Dimensi pin pasak :

$$\text{Lebar, } b = \frac{d}{4} = \frac{20}{4} = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi, } h = b = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang pin pasak } l = 1.5d = 1.5 \times 20 = 30 \text{ mm}$$

Tegangan geser:

$$\tau = \frac{2T}{bld} = \frac{2 \times 42,03 \times 1.000}{5 \times 30 \times 25} = 22,46 \text{ N/mm}^2$$

Kekuatan geser maksimum yang dihitung berdasarkan teori energi distorsi maksimum memiliki nilai 22,46 N/mm² yang lebih kecil dari batas kekuatan geser yang diizinkan, yaitu 69 N/mm², sehingga tetap berada dalam batas aman material.

crushing stres:

$$\sigma_{cr} = \frac{4T}{lhd} = \frac{4 \times 42,03 \times 1.000}{30 \times 5 \times 25} = 44,83 \text{ N/mm}^2$$

Spesifikasi pin pasak 5 x 5 x 30 mm

Kesimpulan poros *spindle* dengan material SAE 1045 dirancang menahan daya 1,104 kW pada 250 rpm dengan torsi kerja sekitar 42,17 N.m. Hasil analisis gaya dan momen menunjukkan tegangan maksimum masih di bawah tegangan izin (100 N/mm²) dengan faktor keamanan 2,5, sehingga poros dinyatakan aman dan layak digunakan pada mesin korter dan *honing* berbasis CNC.

4.6 PEMILIHAN BEARING

Data Bantalan:

Kapasitas nominal bantalan dinamis (c)	= 1.710 kg
Kapasitas nominal statis (c_0)	= 1.430 kg
Diameter lubang (d)	= 50 mm
Diameter luar (D)	= 62,1 mm
Lebar cincin (B)	= 51,2 mm
Jari-jari Fillet (r)	= 1,5 mm
Kecepatan putar pada poros (N_2)	= 250 RPM
Tegangan pada titik P_1	= 1681,2 N
Tegangan pada titik C_1	= 840,6 N

TABEL. 2. Berat dan Gaya

Mencari keseimbangan gaya *spindle*

$$\begin{aligned} \sum f_y &= 0 \\ (1.681,2 \times 135) - (840,6 \times 325) + (R_{B1X} \times 600) \\ 226.962 - 273.1975 + 600 R_{B1X} &= 0 \\ -46.235 + 600 R_{B1X} &= 0 \\ 600 R_{B1X} &= 46.235 \\ R_{B1X} &= 77.05 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum f_x &= 0 \\ R_{B2X} + R_{B1X} + 1681,2 - 840,6 &= 0 \end{aligned}$$

$$R_{B2X} + 77,05 + 1681,2 - 840,6 = 0$$

$$R_{B2X} = -917,65 \text{ N}$$

$$\sum f_x = 0$$

$$R_{B1X} - 181,42 = 0$$

$$R_{B1X} = 181,42 \text{ N}$$

Mencari Momen masing-masing titik

$$M_{P1} = 0$$

$$M_{B2} = R_{B2X} \times 325$$

$$M_{B2} = -917,65 \times 325$$

$$M_{B2} = -298.236 \text{ N.mm}$$

$$M_{B1} = R_{B2X} (325 + 200) + 840,6 \times 325$$

$$M_{B1} = -917,65 (325 + 200) + 840,6 \times 325$$

$$M_{B1} = -917,65 + 273.720$$

$$M_{B1} = 272.802,35 \text{ N.mm}$$

$$C_1 = R_{B2X} (135 + 525) + 840,6 (200 + 245) - 1.681,2 \times 135$$

$$C_1 = -917,65 (105 + 525) + 840,6 (200 + 245) - 1.681,2 \times 135$$

$$C_1 = -431.014 \text{ N.mm}$$

Analisa pada tumpuan

1. Menentukan gaya radial dan aksial yang terjadi pada titik ini :

$$F_r = R_{B1X}$$

$$F_r = 77,05 \text{ N}$$

$$F_r = 7,85 \text{ kg}$$

$$F_a = R_{B2X}$$

$$F_a = 181,42 \text{ N}$$

$$F_a = 18,49 \text{ kg}$$

2. Menentukan beban ekuivalen dinamis (P_r)

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Karena gaya aksial 18,49 kg maka : $V = 1$, harga faktor $X = 0,56$ dan $Y = 1,55$ dapat di lihat dari buku elemen mesin karangan sularso tabel 4.9.

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_r = 0,56 \times 1 \times 7,85 + 1,55 \times 18,49$$

$$P_r = 33,05 \text{ kg}$$

3. Menentukan beban equivalen statis (P_o)

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$$

Gaya aksial $F_a = 18,49 \text{ kg}$ maka harga faktor $X_o = 0,5$
 $Y_o = 0,42$.

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$$

$$P_o = 0,5 \times 7,85 + 0,42 \times 18,49$$

$$P_o = 11,69 \text{ kg}$$

4. Menentukan faktor kecepatan (F_n)

Diketahui putaran poros 250 RPM

$$F_n = (33,3/n)^{3/10}$$

$$F_n = \left(\frac{33,3}{250} \right)^{3/10}$$

$$F_n = 0,546 \text{ menit/rad}$$

5. Menghitung beban dinamis

Diketahui data dari perhitungan :

$$P_r = 33,05 \text{ kg}$$

$$n = 250 \text{ RPM}$$

$$L_H = 10.000 \text{ jam}$$

Dengan menggunakan rumus beban dinamis, beban dinamis dapat dihitung berdasarkan data yang telah diperoleh, seperti penjelasan berikut.

$$F_h = F_n \times \frac{C}{p}$$

Beban Dinamis :

$$C = P \times \frac{F_h}{F_n}$$

$$C = 33,05 \times \frac{\sqrt[10]{\frac{L_H^3}{500}}}{0,54}$$

$$C = 33,05 \times \frac{\sqrt[10]{\frac{10000^3}{500}}}{0,54}$$

$$C = 521,05 \text{ kg}$$

Dari katalog bantalan bearing bola, diketahui nilai beban dinamis menurut tabel 4.7 bantalan rol kerucut yaitu (8900 kg) > Nilai C perhitungan (521,05 kg). Maka bantalan tersebut aman dan memenuhi persyaratan L_H : 10000 jam.

6. Ketahanan usia bantalan, jika mengambil 95%

Di mana :

$$a_1 = \text{faktor ketahanan } 95\% = 0,62$$

$$a_2 = \text{faktor bahan} = 1 \text{ (Baja bantalan peleburan terbuka)}$$

$$a_3 = \text{faktor kerja} = 1 \text{ (kondisi kerja normal)}$$

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_H$$

$$L_5 = 0,65 \times 1 \times 1 \times 10.000$$

$$L_5 = 6.200 \text{ jam}$$

7. Jika dalam satu hari bekerja selama 3 jam maka umur bantalan tersebut :

$$L_b = \frac{L_n}{3 \text{ jam} \times 360 \text{ hari}}$$

$$L_b = \frac{6.200}{3 \times 360}$$

$$L_b = 5,7 \text{ tahun}$$

Dengan demikian, bantalan dapat diganti setiap 5,7 tahun.

Kesimpulan berdasarkan hasil perhitungan, *bearing* tipe *tapered roller* dengan kapasitas beban dinamis 19.500 N dan beban statis 21.800 N dipilih untuk menopang poros spindle. Beban kerja maksimum yang terjadi hanya sekitar 611,9 N (gaya tangensial pulley) ditambah beban radial pemotongan 305,9 N, sehingga total beban masih jauh di bawah kapasitas bantalan. Dengan faktor keamanan lebih dari 3, *bearing* yang dipilih dinyatakan aman, sesuai, dan layak digunakan pada mesin korter dan *honing* berbasis CNC.

4.7 TEGANGAN BENGKOK LAS PADA FRAME MESIN

Untuk menghitung tegangan bengkok yang terjadi pada *frame* mesin, terlebih dahulu perlu diketahui gaya total yang bekerja pada *frame* mesin. Gaya total tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

- a. Gaya Total:

$$\begin{aligned}\sum F_{T1} &= W_{B1} + F_t + F_r \\ \sum F_{T1} &= (m_r \times g) + F_t + F_r \\ \sum F_{T1} &= 25 \times 10 \text{ m/s}^2 + 0,0069 \text{ N} \\ &\quad + 0,865 \text{ N} \\ \sum F_{T1} &= 250,8719 \text{ N} \\ \sum F_{T2} &= W_{B1} + F_t + F_r \\ \sum F_{T2} &= (m_k \times g) + F_t + F_r \\ \sum F_{T2} &= 6 \times 10 \text{ m/s}^2 + 1,382 + 0,173 \\ \sum F_{T2} &= 60,8719 \text{ N}\end{aligned}$$

Resultan Gaya:

$$\begin{aligned}F_r &= \sqrt{F_{T1}^2 + F_{T2}^2} \\ F_r &= \sqrt{250,8719^2 + 60,8719^2} \\ F_r &= 258,15 \text{ N}\end{aligned}$$

Safety faktor sebuah material antara 5 hingga 6, di ambil 5 maka gaya pada desain:

$$\begin{aligned}F_d &= F_r \times S_f \\ F_d &= 258,15 \times 5 = 2065,2\end{aligned}$$

- b. Maka tegangan bengkok las adalah:
Dimana: h_w = tebal pengelasan (mm)
 l_w
= panjang pengelasan (mm)

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{F_d}{h_w \times l_w} \\ \sigma_b &= \frac{2065,2}{5 \times 80} \\ \sigma_b &= 5,16 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

- c. Tegangan izin las yaitu:
Dimana: v_1 = faktor pengelasan fillet = 0,65

$$\begin{aligned}v_2 &= \text{kualitas pengelasan} = 1 \\ \sigma_{am} &= \text{tegangan izin material} \\ \sigma_a &= v_1 \times v_2 \times \sigma_{am} \\ \sigma_a &= 0,65 \times 1 \times 22 \\ \sigma_a &= 14,3 \text{ kgf/mm}^2 \\ \sigma_a &= 140,2 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Dari hasil di atas tegangan bengkok las 5,16 N/mm² masih lebih kecil di bandingkan tegangan izin

las 140,2 N/mm², maka hasil pengelasan dinyatakan aman.

4.8 TEGANGAN BENGKOK PADA FRAME

Untuk menghitung tegangan bengkok yang terjadi pada *frame* mesin, terlebih dahulu perlu diketahui gaya total yang bekerja pada *table* mesin. Gaya total tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sum F_T &= W_B + F_t + F_r \\ &= (m_r \times g) + F_t + F_r \\ &= 250 \text{ N} + 0,0069 \text{ N} + 0,865 \text{ N} \\ &= 250,8719 \text{ N}\end{aligned}$$

- a. Maka momen bengkok pada *frame* mesin

$$\begin{aligned}M_b &= F_t \times l \\ M_b &= 250,8719 \times 0,8 \\ M_b &= 200,697 \text{ N}\end{aligned}$$

- b. Tegangan izin material

E = Modulus elastisitas

S_f = Safety factor

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{E}{S_f} \\ \sigma_a &= \frac{200}{4}\end{aligned}$$

$$\sigma_a = 50 \text{ GPa} = 50 \times 10^3 \text{ MPa} = 50 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

- c. Tegangan bengkok

$$\begin{aligned}I_x &= \frac{B \cdot H^3 - B_1 \cdot H_1^3}{12} \\ I_x &= \frac{B \cdot H^3 - (B - 2 \cdot t_2) \cdot (H - t_2)^3}{12} \\ I_x &= \frac{800 \times 9^3 - (800 - 2 \times 13) \cdot (90 - 9)^3}{12} \\ I_x &= \frac{583.200 - 411.335}{12} \\ I_x &= \frac{171865}{12} \\ I_x &= 14322 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{M_b \cdot y}{I_x} \\ \sigma_b &= \frac{200,697 \times 20}{14322} \\ \sigma_b &= 280,2 \text{ N/mm}^2 = 0,28 \times 10^9 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Catatan y = Lebar besi hollow/2 : 40/2 = 20 mm

Tegangan bengkok (σ_b) yang dihasilkan, yaitu sebesar 0,28 x 10⁹ N/m², lebih kecil dibandingkan dengan tegangan izin material (σ_a), yaitu 50 x 10⁹ N/m². Dengan nilai tersebut frame mesin CNC Korter & Honing menggunakan besi hollow 40 x 40 mm masih dinyatakan aman.

4.9 TEGANGAN TEKUK DAN DEFLEKSI PADA PAHAT

Data yang diketahui :

- S : Tegangan tekuk pada *shank* (Mpa)
- F: Gaya Potong (N)
- L: Panjang overhang pahat (mm)
- b: Lebar *shank* (mm)
- h: Tinggi *shank* (mm)
- D_s: Diameter *shank* (mm)
- E : Modulus elastisitas material *shank* (MPa)

Tegangan tekuk:

TABEL. 3 Values Of E

Material	MPa (N/mm ²)	{kgf/mm ² }
Steel	210,000	21,000
Cemented Carbide	560,000-620,000	56,000-62,000

a. *Square shank*

$$\begin{aligned}
 S \text{ (MPa)} &= \frac{6 \times F \times L}{b \times h^2} \\
 &= \frac{6 \times 2110 \times 25}{7 \times 10^2} \\
 &= 452 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

b. *Round shank*

$$\begin{aligned}
 S \text{ (MPa)} &= \frac{32 \times F \times L}{\pi \times D_s^3} \\
 &= \frac{32 \times 2.110 \times 25}{3,14 \times 1.000} \\
 &= 0,53 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Defleksi pada pahat:

a. *Square shank*

$$\begin{aligned}
 \delta \text{ (mm)} &= \frac{4 \times F \times L^3}{E \times b \times h^3} \\
 &= \frac{4 \times 2110 \times 25^3}{620.000 \times 7 \times 10^3} \\
 &= 0,03 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

b. *Round shank*

$$\begin{aligned}
 \delta \text{ (mm)} &= \frac{64 \times F \times L^3}{3 \times E \times \pi \times D_s^3} \\
 &= \frac{64 \times 2110 \times 25^3}{3 \times 620.000 \times 3,14 \times 1.000} \\
 &= 0,36 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

DAFTAR PUSTAKA

1. HIWIN. Linear Guideway Technical Information. 2011;1-150. Available from: www.hiwin.tw www.mega-fabs.com
2. Sularso, Suga K. ELEMEN MESIN DASAR PERENCANAAN DAN PEMILIHAN. Bandung, Indonesia dan Tokyo, Jepang: PT Pradnya Paramita; 1978.
3. Purohit K, Sharma CS. Machin ffiemenis.
4. A. E. Pramono. Elemen Mesin I, 1st. 2015. 1 p.
5. Hadiputranto R. Pemilihan Linear Motion Guide Aksis Y Untuk Vertikal Machining Center. Transmisi. 2007;III:317-25.