



## PERANCANGAN DAN ANALISIS DESAIN *ROTARY TABLE* MESIN *PUNCH* HOSTI PT. ATMI SOLO DENGAN SISTEM PIRING PEMBAGI

Yohanes Oscar Andrian<sup>1</sup>, Laurensius Abed Narsetya<sup>2</sup>, Aditya Nugraha<sup>3</sup>, TH Adi Nugroho<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Teknik Mesin Industri Politeknik ATMI Surakarta

<sup>2,3</sup>Program Studi Rekayasa Teknologi Manufaktur Politeknik ATMI Surakarta

<sup>4</sup>Program Studi Teknik Perancangan Mekanik dan Mesin Politeknik ATMI Surakarta

\*Corresponding author - E-mail : oscar.andrian@atmi.ac.id

### Abstrak

Mesin adalah salah satu faktor utama penunjang keberhasilan produksi. Mesin *punch* hosti adalah salah satu dari mesin untuk tujuan khusus yang digunakan untuk memotong lembaran hosti menjadi beberapa ukuran tertentu. Penelitian ini menyampaikan proses perancangan *rotary table* mesin *punch* hosti dengan sistem piring pembagi. Metode penelitian yang digunakan adalah dengan pendekatan studi literatur metode VDI 2222. *Rotary table* dirancang dengan memperhatikan sistem piring pembagi dan menyesuaikan mesin *punch* hosti yang telah ada. Kegiatan penelitian melakukan analisis terhadap sistem mekanisme kerja dan konstruksi roda gigi. Sisa limbah hasil pemotongan hosti menggunakan *rotary table* dengan sistem piring pembagi adalah 41,7% dimana angka presentase tersebut lebih kecil dari 50%. Dengan penambahan alat bantu berupa *rotary table* dengan sistem piring pembagi dengan biaya tidak lebih dari 30% dari harga mesin *punch* hosti, mampu memotong hosti secara konsisten.

**Kata Kunci:** Mesin *Punch* Hosti, *Rotary Table*, Piring Pembagi, VDI 2222.

### Abstract

*The machine is one of the main factors supporting the success of production. The host punch machine is one of the special purpose machines used to cut the host sheets into certain sizes. This study describes the process of designing a rotary table host punch machine with a dividing plate system. The research method used was a literature study approach using the VDI 2222 method. The rotary table was designed by taking into account the dividing plate system and adjusting existing host punch machines. The research activity carried out an analysis of the working mechanism system and gear construction. The remaining waste from cutting hosts using a rotary table with a dividing plate system is 41.7%, where the percentage is less than 50%. With the addition of tools in the form of a rotary table with a dividing plate system at a cost of not more than 30% of the price of a host punch machine, it is able to cut hosts consistently.*

**Keywords:** Host Punch Machine, Rotary Table, Divider Plate, VDI 2222.

### 1. PENDAHULUAN

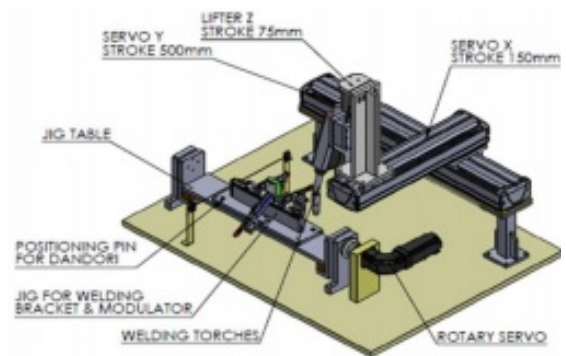
Mesin adalah salah satu faktor utama penunjang keberhasilan produksi, dimana mesin merupakan penggerak dalam kegiatan produksi, maka mesin merupakan faktor yang terpenting bagi perusahaan industri selain tenaga kerja. Mesin adalah suatu peralatan yang digerakkan oleh suatu kekuatan atau tenaga yang

digunakan untuk membantu manusia dalam menggerakkan produk atau bagian-bagian produksi tertentu. Mesin dapat dibedakan menjadi dua, yaitu mesin yang bersifat umum atau serbaguna (*General Purpose Machines*) dan mesin yang bersifat khusus (*Special Purpose Machines*). Mesin yang bersifat umum atau serbaguna merupakan suatu mesin yang dibuat untuk mengerjakan pekerjaan tertentu

untuk berbagai jenis barang, produk atau bagian dari produk. Mesin yang bersifat khusus adalah mesin yang direncanakan dan dibuat untuk mengerjakan satu atau beberapa jenis kegiatan yang sama (Assauri, 2008).

Salah satu mesin untuk tujuan khusus yang diproduksi oleh PT. ATMI SOLO adalah mesin *punch* hosti. Roti hosti adalah roti tanpa ragi atau dalam Bahasa Latin disebut *Hostia*, yang dibuat dari campuran tepung gandum dan air (Pradipta, 2022). Tujuan penelitian yang dilakukan adalah mengembangkan mesin *punch* hosti buatan PT. ATMI SOLO, agar semakin efektif dan efisien. Mesin *punch* hosti yang saat ini menggunakan sistem manual dalam proses pemotongan akan dikembangkan dengan menambahkan alat bantu piring pembagi untuk mengatur posisi titik hosti besar yang akan dipotong. Perancangan *rotary table* dengan sistem piring pembagi sebagai pencekam dari lembaran hosti diharapkan mampu menjadi solusi atas kelemahan sistem manual tersebut, dan bisa meningkatkan efektivitas dan efisiensi pemotongan, waktu lebih cepat, hasil pemotongan lebih akurat, sisa yang belum terpotong lebih minimal, sehingga lembaran hosti dari sisa pemotongan dapat lebih diperkecil

Penelitian rancang bangun alat bantu *rotary table* yang pernah dilakukan adalah rancang bangun *jig rotary table* pada mesin *spot welding* untuk dapat melakukan pergerakan *rotary*. Penelitian dilakukan dengan menambahkan motor servo Mitsubishi HG-KR43B. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *jig rotary table* pada mesin *spot welding* dapat bergerak sesuai dengan sudut *welding* yang dibutuhkan yaitu  $17^\circ$  sehingga dapat melakukan proses *welding* untuk memenuhi spesifikasi *condenser* baru (Hidayat & Winata, 2018).



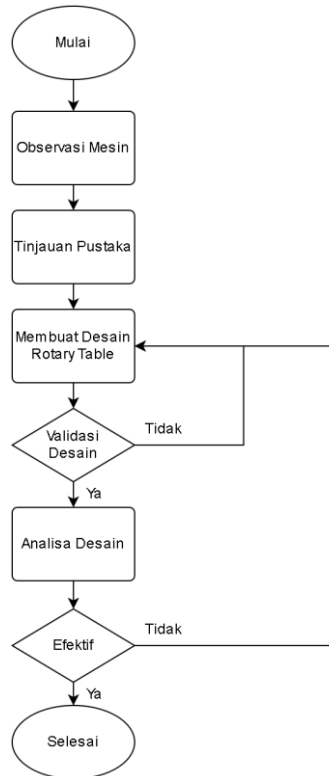
Gambar 1. Desain mekanik mesin *spot welding*

Rumusan masalah dalam penelitian ini adalah bagaimana merancang *rotary table* yang dapat diaplikasikan untuk memotong hosti secara konsisten dengan hasil sisa limbah pemotongan hosti kurang dari 50%, dan bagaimana membuat *rotary table* dengan sistem piring pembagi yang memenuhi kelayakan harga proporsional terhadap harga mesin utama yang tidak lebih dari 30%.

Tujuan dari penelitian ini adalah mendapatkan rancangan *rotary table* yang dapat diaplikasikan untuk memotong hosti secara konsisten dengan hasil sisa limbah pemotongan hosti kurang dari 50%, dan membuat *rotary table* dengan sistem piring pembagi yang memenuhi kelayakan harga proporsional terhadap harga mesin utama yang tidak lebih dari 30%.

## 2. METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan proses yang dilakukan dalam penelitian ini dinyatakan dengan sebuah diagram seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. Diagram alir penelitian

Alat dan bahan yang digunakan dalam melaksanakan penelitian adalah sebagai berikut :

1. Sketsa gambar menggunakan alat ukur *dial caliper* dan rol meter.
2. Komputer  
Proses perancangan dilakukan dengan menggunakan komputer untuk menyusun laporan, membuat gambar 2D, dan gambar 3D.
3. Software  
Proses perancangan dilakukan dengan menggunakan *software SolidWorks* sebagai media untuk melakukan simulasi desain dan perhitungan, menyusun gambar 2D dan gambar 3D, dan *Microsoft Word, Excel* untuk menyusun laporan.  
Proses penelitian dilakukan melalui 4 tahap, yaitu proses merencana, mengkonsep, merancang, dan penyelesaian (Pahl & Beitz, 2010).

## Merencana

Tahap merencana dilakukan sebagai awal dalam menentukan langkah kerja yang harus dilakukan dengan baik dan sistematis, dimulai dengan menentukan daftar fitur dan daftar persyaratan. Daftar fitur berisi tentang spesifikasi mesin yang akan dibuat, berikut fitur dan keterangan kebutuhan mesin :

Tabel 1. Daftar fitur *rotary table* dengan sistem piring pembagi

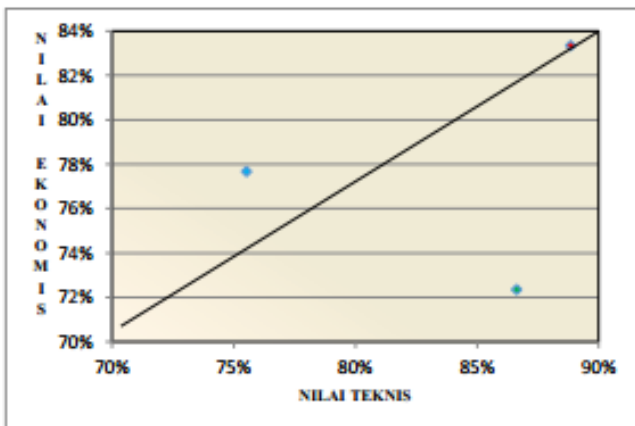
No.	Fitur	Keterangan Kebutuhan
1.	Geometri	Dimensi <i>rotary table</i> maksimal : 1. Diameter : Ø 400 mm 2. Tebal : 8 mm Dimensi <i>housing</i> maksimal : 1. Panjang : 300 mm 2. Lebar : 200 mm 3. Tinggi : 300 mm
2.	Kinematik	Pergerakan radial : 360° Angka putaran <i>punch tool</i> : 20 rpm
3.	Statik, dinamik	Gaya luar : 70 kg
4.	Energi	Motor listrik
5.	Material	Tidak ada spesifikasi khusus
6.	Sinyal	Tidak ada sinyal
7.	Ergonomi	1. Keselamatan kerja dijamin di seluruh <i>housing</i> dan <i>rotary table</i> 2. Mudah digunakan
8.	Perakitan	1. Mudah dirakit 2. Terdapat urutan perakitan komponen mekanik
9.	Pemeliharaan	Perawatan mudah
10.	Biaya	Maksimal 30% dari biaya mesin <i>punch hosti</i>

Tabel 2. Daftar persyaratan *rotary table* dengan sistem piring pembagi

No.	Persyaratan	Kuantifikasi	Keterangan
1.	<b>Persyaratan utama</b>		
	1.1 Wadah piring pembagi mampu menampung maksimal 10 tumpuk <i>hosti</i> .	Kapasitas tampung wadah piring pembagi 10 tumpuk	
	1.2 Saat pedal turun, tool <i>punch</i> akan memotong <i>hosti</i> .	Pedal turun 100 mm dan roda gigi <i>ratchet</i> berpindah 10 mm	
	1.3 Saat pedal naik, tool <i>punch</i> akan naik dan piring pembagi akan bergerak satu lubang berikutnya.	Pedal naik dengan jarak 100 mm dan roda gigi <i>ratchet</i> berpindah sejauh 10 mm	
	1.4 Pemakaian		
2.	<b>Persyaratan minimum</b>		
	2.1 Umur pakai	Tidak ada batasan	IV
	2.2 Ketelitian	Jarak antar lubang konsisten	III
	2.3 Proses pemotongan 1 lembar <i>hosti</i>	Kurang dari 7 menit	III
	2.4 Penggunaan bebas perawatan	Pembersihan piring pembagi dengan kuas	II
	2.5 Termin	26 Juli 2022	IV
3.	<b>Keinginan / harapan</b>		
	3.1 Kebutuhan akan ruang kecil		
	3.2 Perakitan mudah		
	3.3 Perawatan mudah		
	3.4 Biaya minimal		
	3.5 Proses pemesinan semudah mungkin		
	<b>Keterangan</b>		
	IV : Sangat penting sekali		
	III : Sangat penting		
	II : Penting		
	I : Tidak terlalu penting		

## Mengkonsep

Spesifikasi yang sudah terdefinisi dapat dijadikan acuan dalam membuat konsep. Studi referensi diperlukan untuk dijadikan landasan teori dalam merangkai konsep rancangan. Konsep rancangan dapat dikembangkan dengan bantuan membuat alternatif konsep. Terdapat 3 alternatif konsep dalam memilih varian terbaik. Setiap alternatif dinilai kelebihan dan kekurangannya lalu dieliminasi sebagai konsep rancangan terpilih.



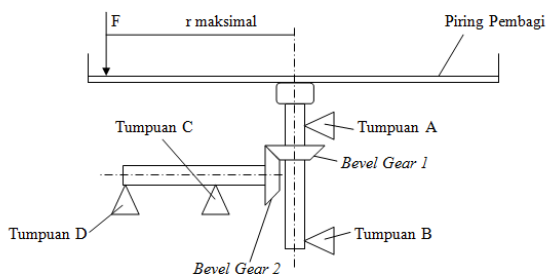
Gambar 3. Grafik penilaian varian konsep terbaik

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### Merancang

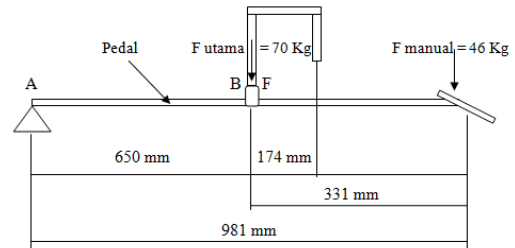
#### 1. Penentuan perhitungan beban utama

Sistem mekanisme piring pembagi, beban utama berasal dari gerakan *punch* hosti ketika memotong hosti. *Punch* hosti yang menekan hosti yang terletak pada piring pembagi, menyebabkan adanya gaya tekan pada mekanisme piring pembagi, sesuai dengan skema seperti Gambar 4.



Gambar 4. Skema pembebanan konstruksi

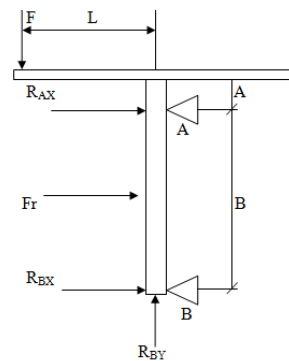
Berat komponen berupa motor listrik, *punching tool*, *sliding column*, *guide* dianggap tidak berpengaruh pada perhitungan F karena sudah diimbangi dengan *counterweight* dengan beban 50kg. Dengan demikian, perhitungan F dapat dilakukan dengan perhitungan seperti Gambar 5.



Gambar 5. Jarak pedal terhadap *punching tool*

$$\begin{aligned}
 F_{\text{manual}} &= 46 \text{ kg} \\
 \sum M_A &= 0 \\
 F_{\text{manual}} \times 981 &= F \times 650 \\
 46 \times 981 &= F \times 650 \\
 \text{Maka } F &= 70 \text{ kg} = F_{\text{utama}}
 \end{aligned}$$

#### 2. Perhitungan gaya poros-1



Gambar 6. Skema pembebanan pada poros-1

Berdasarkan data Gambar 6, diketahui data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F &= 70 \text{ kg} \\
 L &= \frac{1}{2} \text{ diameter piring pembagi} \\
 &= \frac{340}{2} = 170 \text{ mm} \\
 A &= \text{Jarak antara tumpuan } R_A \text{ terhadap} \\
 &\text{piring pembagi} = 82 \text{ mm} \\
 B &= \text{Jarak tumpuan A terhadap} \\
 &\text{tumpuan B} = 180 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada skema gambar telah ditentukan bahwa gaya aksial pada poros akan ditahan oleh tumpuan B. Dengan demikian :

$$\sum F_Y = 0 ; F = R_{BY} ; R_{BY} = 70 \text{ kg}$$

Gaya radial pada poros diasumsikan ditahan oleh kedua tumpuan, yang disebabkan karena momen tekuk oleh beban F, dengan demikian :

$$\sum M_A = 0 ; F \times L = R_{BX} \times B \quad (1)$$

$$R_{BX} = \frac{F \times L}{B} = \frac{70 \times 170 \text{ mm}}{180 \text{ mm}}$$

$$R_{BX} = 66 \text{ kg}$$

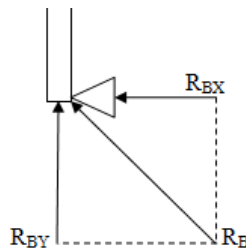
$$\sum M_B = 0 ; F \times L = R_{AX} \times B$$

$$R_{AX} = 66 \text{ kg}$$

Atau

$$\sum F_X = 0$$

Karena tumpuan B menahan beban radial dan beban aksial, maka total gaya yang ditahan tumpuan B adalah :



Gambar 7. Arah gaya pada bantalan B

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} \quad (2)$$

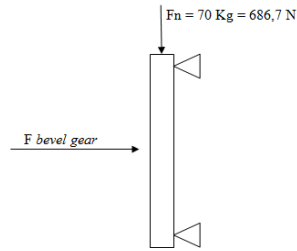
$$= \sqrt{66^2 + 70^2}$$

$$= 96,2 \text{ kg} = 96 \text{ kg}$$

### 3. Perhitungan dimensi poros-1

Sesuai perhitungan gaya, didapat bahwa gaya yang terjadi pada poros adalah gaya aksial (gaya tekan).  $F_n = 70 \text{ kg}$  dan juga gaya radial  $F_q = 66 \text{ kg}$ .

Sesuai dengan skema gambar desain bahwa jenis material yang akan digunakan untuk poros adalah ST. 37 atau yang setara, dengan tegangan tekan ijin ( $\sigma_D$ ) = 137 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 8. Gaya pada poros-1

$$\text{Tegangan} = \frac{\text{Gaya dalam}}{\text{Luas penampang}} = \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$(3) \quad \frac{\sigma_D}{\sigma_D} = \frac{F_n}{A_{\min}} = \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$(4) \quad A_{\min} = \frac{F_n}{\sigma_D} = \frac{686,7 \text{ N}}{137 \text{ N/mm}^2} = 5 \text{ mm}^2$$

Diameter poros yang paling kritis terletak pada diameter bantalan dengan diameter 25 mm dengan luas (A) = 490,6 mm<sup>2</sup>. Maka pemilihan diameter sangat memenuhi.

### 4. Perhitungan momen puntir poros-1

Torsi yang ditentukan relatif kecil, sekitar 5 Nm, dengan sudut puntir  $\alpha$  hanya 2° dan tegangan puntir  $\tau_t = 82 \text{ N/mm}^2$ .

Maka diperoleh perhitungan sebagai berikut :

$$= \frac{M_t}{\tau_t}^3 \quad (5)$$

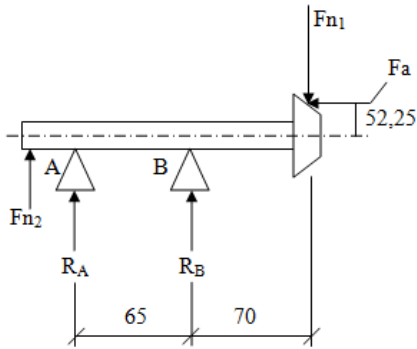
$$= \frac{5 \cdot 10^3 \text{ N.mm}}{82 \text{ N/mm}^2} = 61 \text{ mm}$$

$$= 0,2 d^3 \quad (6)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\omega_{\min}}{0,2}} = \sqrt[3]{\frac{61}{0,2}} = 6,69 \text{ mm}$$

Diameter kritis poros yang digunakan = 25 mm > 6,69 mm (**Memenuhi**).

### 5. Tinjauan poros-2



Gambar 9. Skema pembebanan poros-2

Tinjauan poros 2 adalah skema pembebanan pada poros horizontal yang juga terdapat roda gigi payung.

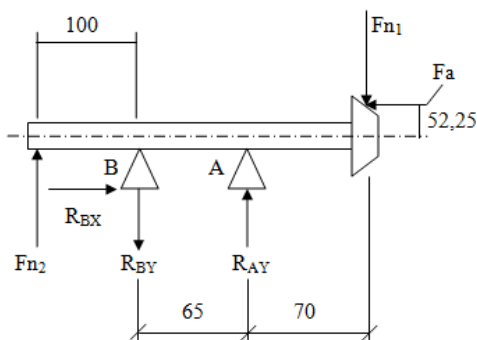
- $F_{n1}$  =  $F_a$  (tinjauan poros 1) = 70 kg
- $F_{n2}$  = gaya yang berasal dari dorongan ratchet sebesar 10 kg
- $F_a$  = berasal dari gaya puntir bevel gear 1 (diabaikan)

$$(7) \quad F_a = F_q = \frac{M_t}{\frac{1}{2} d_{bevel}}$$

$$= \frac{10 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{1}{2} \cdot 104,5 \text{ mm}} = 191,39 \text{ N}$$

$$= 191,39 \text{ N} \approx 19,5 \text{ kg} \approx 20 \text{ kg}$$

## 6. Perhitungan gaya poros-2



Gambar 10. Perhitungan gaya pada poros-2

Perhitungan gaya pada poros-2 juga berdasarkan dari desain sebagai poros transmisi dengan menggunakan 2 bantalan dengan tipe bantalan alur dalam baris tunggal dengan material poros menggunakan ST. 37.

$$\sum F_x = 0 ; R_{BX} = F_a = 20 \text{ kg}$$

Catatan : bantalan B diasumsikan menerima gaya aksial ( $F_a$ )

Gaya radial ditahan oleh kedua bantalan, maka :

$$\sum M_A = 0, F_{n1} \cdot 100 + F_{n2} \cdot 105 = F_a \cdot 52,25 + R_{BY} \cdot 65$$

$$R_{BY} = \frac{F_{n1} \cdot 100 + F_{n2} \cdot 105 - F_a \cdot 52,25}{65}$$

$$R_{BY} = \frac{(70 \text{ kg} \cdot 100 \text{ mm}) + (10 \text{ kg} \cdot 105 \text{ mm}) - (20 \text{ kg} \cdot 52,25 \text{ mm})}{65 \text{ mm}}$$

$$R_{BY} = 107,8 \text{ kg} = 108 \text{ kg}$$

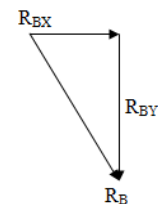
$$\sum F_y = 0, \quad F_{n1} + R_{BY} = F_{n2} + R_{AY} \quad (8)$$

$$R_{AY} = F_{n1} + R_{BY} - F_{n2}$$

$$R_{AY} = 70 \text{ kg} + 108 \text{ kg} - 10 \text{ kg}$$

$$R_{AY} = 168 \text{ kg}$$

Beban total tumpuan B :



Gambar 11. Arah gaya pada tumpuan B

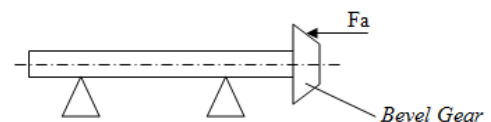
$$R_B = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} \quad (9)$$

$$R_B = \sqrt{20^2 \text{ kg} + 108^2 \text{ kg}}$$

$$R_B = 109,8 \text{ kg} = 110 \text{ kg}$$

Maka, beban tumpuan A = 168 kg ; beban tumpuan B = 110 kg.

## 7. Perhitungan dimensi poros-2



Gambar 12. Arah gaya pada poros-2

Jenis material ST. 37 =  $\sigma_D = 137 \text{ N/mm}^2$

Berdasarkan gaya tekan (aksial)

$$\sigma_D = \frac{F_a}{A_{min}} ; A_{min} = \frac{F_a}{\sigma_D} \quad (10)$$

$$= \frac{196 N}{137 N/mm^2} = 1,43 \text{ mm}^2$$

Sesuai dengan skema desain, diameter poros kritis adalah 25 mm dengan :

$$\begin{aligned} A_{\min} &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 & (11) \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 25^2 \\ &= 490,625 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Kondisi  $A_{\min \text{ riil}} > A_{\min \text{ perhitungan}}$  (**Sangat memenuhi**).

### 8. Perhitungan momen puntir poros-2

Diketahui

$$M_t = 5 \text{ Nm}, \alpha = 2^\circ, \tau_t = 82 \text{ N/mm}^2$$

Dimana

$$\begin{aligned} &= \frac{M_t}{\tau_t} = \frac{10 \cdot 10^3 \text{ Nm}}{82 \text{ N/mm}^2} = 122 \text{ mm}^3 \\ &= 0,2 \cdot d^3 \\ &= \sqrt[3]{\frac{\omega_{\min}}{0,2}} = \sqrt[3]{\frac{61}{0,2}} = 6,69 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros yang digunakan = 25 mm > 6,69 mm (**Memenuhi**).

### 9. Pemilihan jenis bantalan pada kedua poros

Beban ekuivalen statik ( $P_o$ ) untuk bantalan gelinding untuk putaran lambat dimana  $n < 20 \text{ rpm}$ .

$$P_o = X_o \times F_{ro} + Y_o \times F_{ao} \quad (12)$$

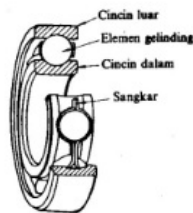
Dimana :

$F_{ro}$  = beban radial statik

$F_{ao}$  = beban aksial statik

$X_o$  = faktor radial statik

$Y_o$  = faktor aksial statik



Gambar 13. Bantal bola alur dalam baris tunggal

Sesuai dengan jenis bantalan yang dipilih,  $X_o = 1$  dan  $Y_o = 0$  untuk bantalan bola alur dalam. Nilai  $X_o$  dan  $Y_o$  diatas berlaku untuk jenis bantalan baris tunggal. Maka didapat perhitungan sebagai berikut :

Bantalan A :

$$\begin{aligned} P_o &= X_o \times F_{ro} + Y_o \times F_{ao} & (13) \\ &= 1 \times 66 \text{ kg} + 0 \times 70 \text{ kg} \\ &= 66 \text{ kg} \end{aligned}$$

Bantalan B :

$$\begin{aligned} P_o &= X_o \times F_{ro} + Y_o \times F_{ao} & (14) \\ &= 1 \times 66 \text{ kg} + 0 \times 70 \text{ kg} \\ &= 66 \text{ kg} \end{aligned}$$

Menentukan batas beban nominal statik ( $C_o$ )

$$C_o = P_o \times F_s \text{ (kg)} \quad (15)$$

Dimana :

$P_o$  = beban ekuivalen statik

$F_s$  = angka keamanan statik

= sesuai dengan kondisi desain, dimana terdapat beban kejut, dan dibutuhkan kepresisian berputar, nilai  $F_s = 2$ .

Bantalan A :

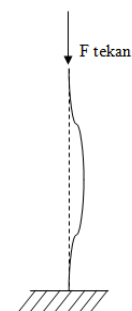
$$\begin{aligned} C_{oA} &= P_{oA} \times F_s & (16) \\ &= 66 \text{ kg} \times 2 = 132 \text{ kg} \\ &= 1.294,5 \text{ N} \approx 1,3 \text{ KN} \end{aligned}$$

Bantalan B :

$$\begin{aligned} C_{oB} &= P_{oB} \times F_s & (17) \\ &= 66 \text{ kg} \times 2 = 132 \text{ kg} \\ &= 1.294,5 \text{ N} \approx 1,3 \text{ KN} \end{aligned}$$

Dari harga batas beban nominal statik ( $C_o$ ) diatas, dapat dipilih seri 6205 dengan data spesifikasi  $C = 7,8 \text{ KN}$  ;  $C_o = 5,0 \text{ KN}$  ;  $d = 25 \text{ mm}$  ;  $D = 47 \text{ mm}$ . Tipe tersebut bisa berlaku untuk bantalan A dan bantalan B mengingat nilai  $C_o$  yang jauh lebih besar dari  $C_o$  ijin kedua bantalan.

### 10. Perhitungan pembebanan tekuk pada poros-1



Gambar 14. Poros-1 tertekuk akibat gaya tekan

Poros-1 terbuat dari ST. 37,  
dimana  $L_k = L = 280 \text{ mm}$ ;  
 $F = 70 \text{ kg} = 686 \text{ N}$ ;  
Faktor keamanan = 3.

$$= \frac{f \cdot F \cdot L^2}{E \cdot \pi^2} \quad (18)$$

$$= \frac{3 \cdot 686 \cdot 280^2}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 3,14^2} = 78 \text{ mm}^4$$

$$= \sqrt[4]{20 \cdot I \text{ min}} = \sqrt[4]{20 \cdot 78} = 6,3 \text{ mm}$$

$$i = \frac{d}{4} = \frac{6,3}{4} = 1,575$$

$$\text{Lamda } y = \frac{L_k}{i} = \frac{280 \text{ mm}}{1,575} = 177,8$$

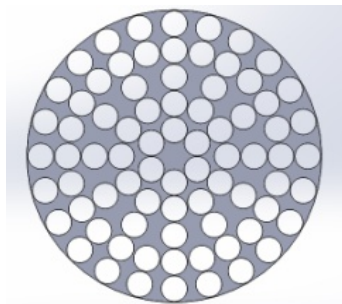
*Strength of Material* untuk ST. 37, nilai  $\text{Lamda}_0 = 105$  (Suroto, 2002).

$$\text{Lamba } y \geq \text{Lamda}_0$$

$$177,8 \geq 105$$

Rumus *Euler* berlaku, maka pilihan diameter minimal 6,3 mm dapat dipakai, sementara diameter riil poros menggunakan 25 mm, kondisi ini semakin memenuhi.

#### 11. Perhitungan efisiensi piring pembagi



Gambar 15. Piring pembagi

Nilai efisiensi piring pembagi dihitung berdasarkan dari rasio hosti yang tersisa, dapat dihitung dengan perhitungan sebagai berikut :

$$L \text{ awal} = \frac{1}{4} \pi d^2$$

$$= \frac{1}{4} \pi \cdot 340^2 = 90.792 \text{ mm}^2$$

$$L \text{ hosti} = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot \text{jumlah lubang}$$

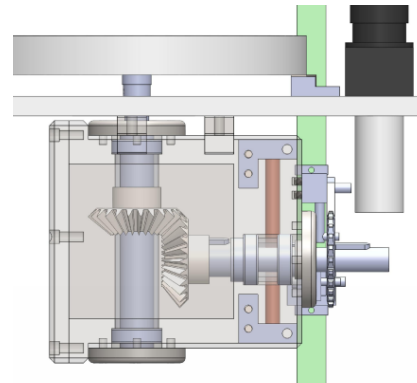
$$= \frac{1}{4} \pi 30^2 \cdot 78 = 52.902 \text{ mm}^2$$

$$\text{Nilai rasio} = \left( \frac{90792 \text{ mm}^2 - 52902 \text{ mm}^2}{90792 \text{ mm}^2} \right) \cdot 100$$

$$= 41,7 \%$$

Nilai rasio diperhitungkan cukup baik dengan penambahan alat bantu *rotary table* dengan sistem piring pembagi.

#### 12. Perhitungan roda gigi payung



Gambar 16. Pasangan roda gigi payung

Tabel 3. Perhitungan *bevel gear*

#### 13. Tabel perhitungan biaya produksi

Biaya proses pemesinan pembuatan pasangan *bevel gear*, piring pembagi, poros vertikal dan poros horizontal, *housing*, tutup atau *cover*, dan total biaya pokok produksi dijelaskan pada Tabel 4.

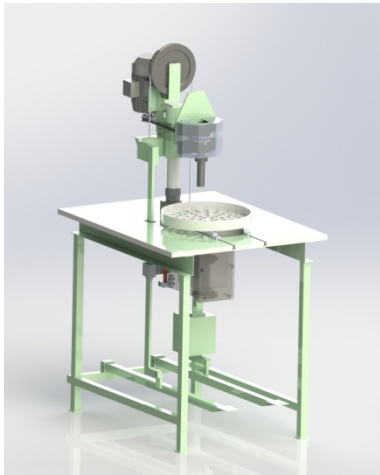
Tabel 4. Total biaya pokok produksi

No.	Keterangan	Harga
1.	Biaya <i>Raw Material</i>	Rp 3.458.200,-
2.	Biaya <i>Standart Part</i>	Rp 168.000,-
3.	Biaya Pemesinan	Rp 1.191.895,-
4.	Biaya Overhead Manufaktur 10%	Rp 119.190,-
5.	Biaya Perakitan	Rp 400.000,-
6.	Biaya Pokok Produksi	Rp 5.337.285,-



## Penyelesaian

*Rotary table* mesin *punch* hosti dengan sistem piring pembagi berfungsi untuk memotong hosti secara rapi, teratur, dan konsisten dengan jarak antar lubang yang sama. Mesin ini menggunakan konstruksi *bevel gear* yang meneruskan gaya dari *ratchet gear* untuk memutar piring pembagi setelah dilakukan proses pemotongan oleh *punching tool*. Sisa limbah hasil pemotongan hosti dengan *rotary table* dan sistem piring pembagi adalah 41,7%.



Gambar 17. Desain mekanik *rotary table* dengan sistem piring pembagi pada mesin *punch* hosti

## 4. KESIMPULAN

Perancangan dan Analisis Desain *Rotary Table* Mesin *Punch* Hosti PT. ATMI SOLO dengan Sistem Piring Pembagi dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Rancangan *rotary table* dengan sistem piring pembagi dengan konstruksi yang terdiri dari pasangan poros dan pasangan roda gigi payung yang dilengkapi dengan *housing* yang terbuat dari material *cast iron* telah memenuhi konsep rancangan yang memenuhi kekuatan ijin yang ditetapkan dan menghasilkan limbah hasil pemotongan hosti sebesar 41,7% dimana angka presentase tersebut lebih kecil dari 50%.

2. Hasil rancangan alat bantu berupa *rotary table* dengan sistem piring pembagi memunculkan biaya sebesar Rp 5.337.285,-. Nilai tersebut kurang dari 30% dari harga mesin *punch* hosti, sehingga cukup layak untuk dilakukan investasi.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- Assauri, S. (2008). Manajemen produksi dan operasi.
- Hidayat, M., & Winata, A. (2018). Rancang Bangun *Jig Rotary Table* Menggunakan Motor Servo HG-KR43B Pada Mesin *Spot Welding*. In *Prosiding Seminar Nasional Instrumentasi, Kontrol Dan Otomasi* (Pp. 35-40).
- Kurniawan, W. D., Fahmi, N. K. A., & Tarmuji, T. (2020). Perancangan *Universal Jig Rotary Underframe* Kereta PT. Industri Kereta Api Madiun. *Indonesian Journal of Engineering and Technology (INAJET)*, 2(2), 81-87.
- Pahl, G., & Beitz, W. (2010). *VDI Guideline 2222, Systematic approach to the development and design of technical system and products*. *Verein Deutscher Ingenieure*.
- Pradipta, A. (2022). Kendali Suhu Pada Mesin *Hostia Baking Oven* Menggunakan Sensor *Thermocouple* Tipe K. *Electro Luceat*, 8(1), 16-23.
- Saptono, H., Pramono, G. E., & Al Khindi, H. (2018). Analisa Daya Dan Kontrol Kecepatan Motor Pada Alat Bantu Las *Rotary Positioner Table*. *AME (Aplikasi Mekanika dan Energi): Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, 4(1), 23-33.

Suroto, A., *Strength of Materials*, ATMI Press, Solo.

Sudibyo, B., *Bantalan Gelinding*, ATMI Press, Solo.