

BAB 1V HASIL PERANCANGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Desain *Mold*

Bahan utama *rubber seal* untuk rancangan ini yaitu *natural rubber* dan NBR masing-masing menjadi produk *O-ring* dan tutup dongkrak. Desain *mold* untuk bahan karet perlu memperhatikan beberapa faktor. Faktor pertama yaitu terkait bentuk *mold cavity* untuk bahan karet alam dan sintetis jenis NBR, jika salah dalam memperhitungkan dimensi *cavity* maka produk yang dihasilkan tidak dapat diaplikasikan pada mesin yang menggunakannya.



Gambar 4.1 Sample produk *mold* tutup dongkrak

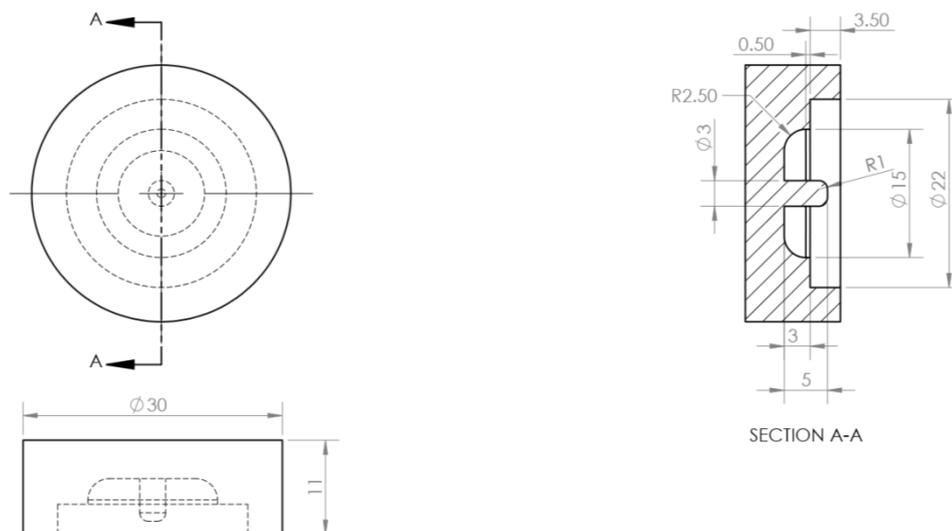
Faktor kedua yaitu terhadap kemudahan proses pembentukan material karet. Seperti yang ditemukan di lapangan pada desain *mold* sebelumnya, permasalahan yang paling menonjol yaitu *mold plate* tidak simetris ketika menerima tekanan yang menyebabkan hasil produk kurang sempurna, bahkan menyebabkan tekanan yang dapat merusak *mold* tersebut.

4.1.1 Pengukuran dimensi *cavity*

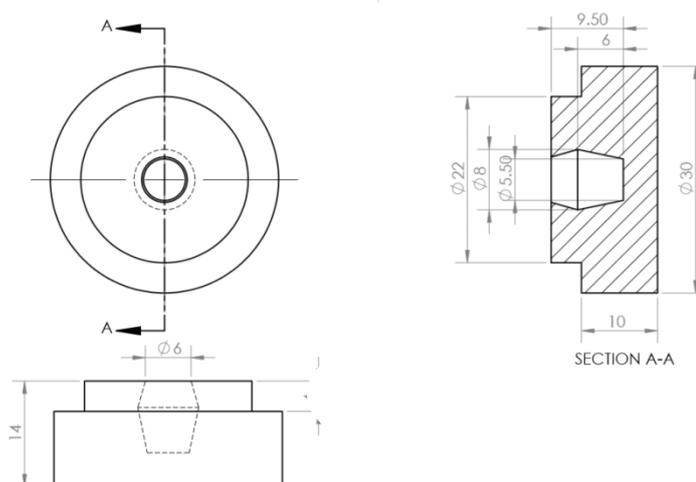
Sebelum mendesain *mold* terlebih dahulu mengukur dimensi sampel produk yang akan dibuat. Alat yang digunakan untuk mengukur yaitu jangka sorong. Hasil dari pengukuran akan dibuat predesain dari *mold*, bentuk *cavity* dari *mold* akan mengikuti setiap dimensi dari sampel produk yang telah diukur.

B. Rancangan akhir

Pada rancangan akhir yang dibuat yaitu kesimpulan dari *mold* sampel produk. Setelah membuat predesain maka desain akhir dapat dibuat dengan memperhatikan beberapa faktor yaitu *parting line* dari *mold* , *gate mold* untuk memudahkan proses produksi, dan kemudahan pada saat pembuatan *mold* itu sendiri. *Mold* hasil dari perancangan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

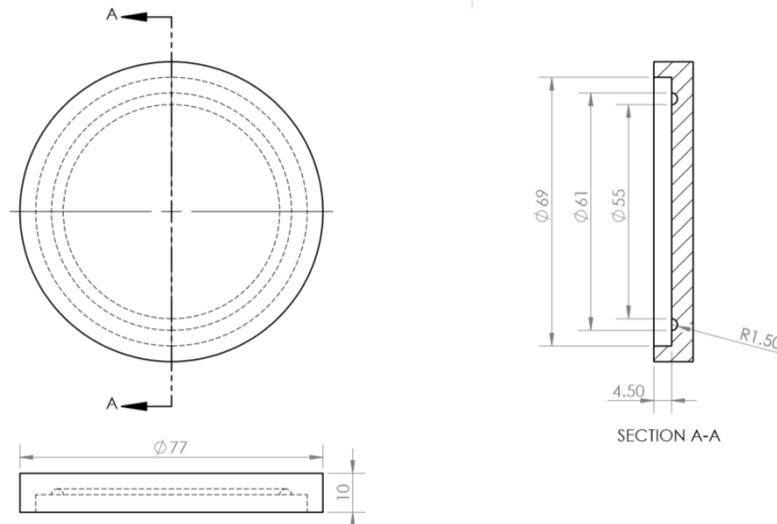


Gambar 4.4 Dimensi plat atas *mold* tutup dongkrak

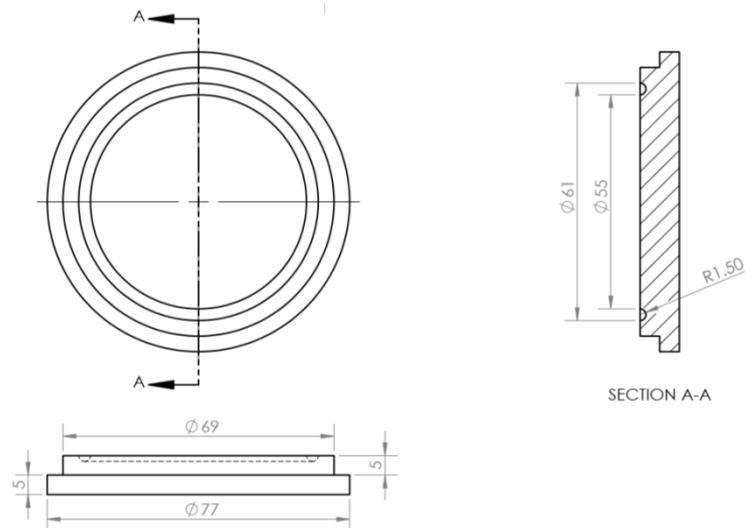


Gambar 4.5 Dimensi plat bawah *mold* tutup dongkrak

Untuk hasil rancangan *O-ring* yang digunakan pada pneumatik yang akan dibuat yaitu dapat dilihat pada gambar 2. 16 dan 2.17.



Gambar 4.6 Dimensi plat atas *mold O-ring*



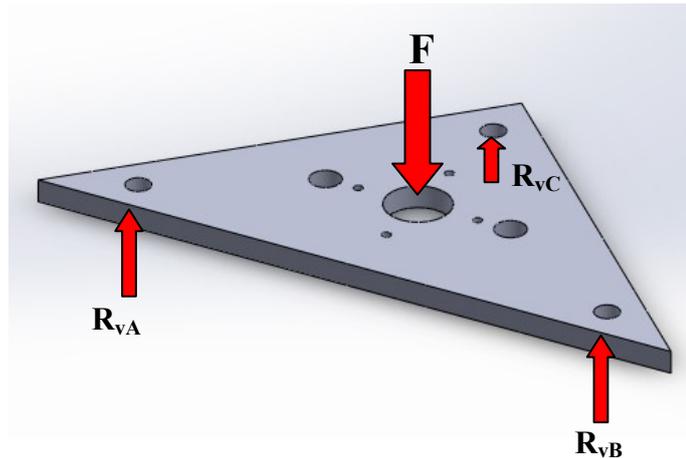
Gambar 4.7 Dimensi plat bawah *mold O-ring*

4.2 Perhitungan Rangka *Compression Molding*

Perhitungan pada rangka batang dan plat *compression molding* merupakan tahap untuk menentukan setiap pembebanan yang diterima rangka tersebut. Hasil perhitungan dapat digunakan untuk menentukan faktor keamanan pada mesin *compression molding* yang bekerja terhadap tekanan dan temperatur yang cukup tinggi.

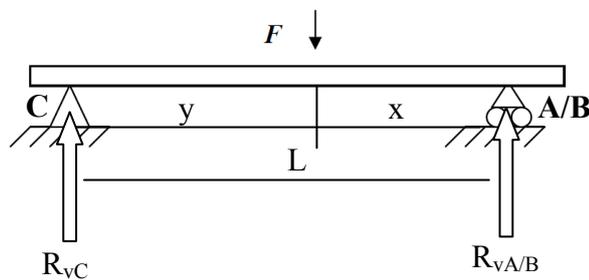
4.2.1 Pembebanan rangka utama

Perhitungan pembebanan pada rangka utama yaitu menggunakan rumus kesetimbangan benda tegar untuk menentukan setiap beban yang diterima oleh rangka kaki-kaki, untuk jumlah beban yang diterima yaitu jumlah dari perencanaan gaya efektif piston dan berat material mesin yang ditopang.



Gambar 4.8 Faktor beban pada rangka

Diagram benda bebas:



Diketahui:

$$F_{\max} = 1.471,5 \text{ (N)} \rightarrow 1,5 \text{ (kN)}$$

$$x = 57,565 \text{ (mm)}$$

$$y = 95,565 \text{ (mm)}$$

$$L = 153,13 \text{ (mm)}$$

$$R_{vA} = R_{vB} = (R_{vA/B})/2$$

Syarat kesetimbangan:

$$\rightarrow \Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{HC} = 0$$

$$\rightarrow \Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{vC} - F + R_{vA/B} = 0$$

$$\rightarrow \Sigma M_C = 0 \rightarrow F \cdot y - R_{vA/B} \cdot L = 0$$

$$R_{vA/B} = \frac{F \cdot y}{L} \rightarrow R_{vA/B} = \frac{1500 \text{ N} \cdot 95,565 \text{ mm}}{153,13 \text{ mm}} = 936,116 \text{ N}$$

Maka:

$$\rightarrow R_{vC} = F - R_{vA/B} = 1500 \text{ N} - 936,116 \text{ N} = 563,884 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{vA} = R_{vB} = (R_{vA/B})/2 = (936,116 \text{ N})/2 = 468,058 \text{ N}$$

Hasil beban pada masing-masing batang diatas digunakan untuk menghitung tegangan aksial yang diterima oleh masing-masing batang, *buckling resistance* dan menentukan ulir dan baut yang digunakan sebagai berikut:

A. Menghitung momen bending penampang plat penumpu.

Menghitung momen bending pada plat penumpu agar diketahui seberapa kuat plat yang dirancang, perancangan plat dihindarkan dari kegagalan pada plat tersebut yang bekerja menerima beban secara langsung. Dari persamaan diatas dapat diketahui momen bending pada titik D sebesar:

Diketahui

$$\text{Dimensi plat: } C = 7,5 \text{ mm}$$

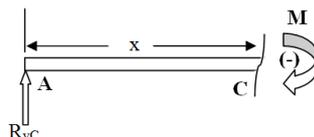
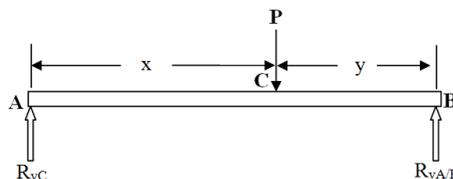
$$h = 15 \text{ mm}$$

$$b = 153 \text{ mm}$$

$$R_{vC} = 563,884 \text{ N}$$

$$X = 58 \text{ mm}$$

DBB ($\rightarrow(-), \leftarrow(+)$):



$$M_C = (R_{vC} \times x \text{ mm})$$

$$M_C = (563,884 \text{ N} \times 96 \text{ mm})$$

$$M_D = 54132,864 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

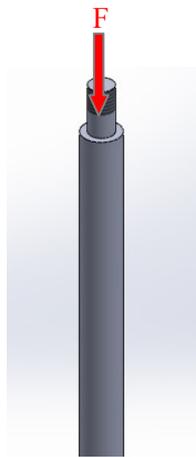
Maka:

$$\sigma_b = \frac{M \cdot C}{I}$$

$$\sigma_b = \frac{54132,864 \times 7,5}{15.153^3/12} = 9 \times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$$

B. Menghitung tegangan dan deformasi pada batang penumpu atas

Perhitungan tegangan pada area rangka batang bagian atas, diketahui dari perencanaan luas area dan dimensi batang yang menerima tegangan aksial sebesar:



Gambar 4.9 Tegangan pada batang

Diketahui

$$\rightarrow R_{vC} = 563,884 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{vA}/R_{vB} = 468.058 \text{ N}$$

$$\rightarrow A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \pi \cdot ((25 \text{ mm})^2 - (14 \text{ mm})^2) = 336,94 \text{ mm}^2$$

Maka tegangan aksial yang terjadi pada masing-masing rangka batang adalah

$$\sigma_a = \frac{F}{A}$$

\rightarrow Batang A dan B (R_{vA}/R_{vB})

$$\sigma_{A/B} = \frac{468.058 \text{ N}}{336,94 \text{ mm}^2} = 1,389 \text{ MPa}$$

\rightarrow Batang C (R_{vC})

$$\sigma_C = \frac{563,884 \text{ N}}{336,94 \text{ mm}^2} = 1,674 \text{ MPa}$$

Baja S35C memiliki tegangan tekan ijin sebesar 94 MPa dengan nilai faktor keamanan dipilih 5, maka desain diatas masih aman.

Selanjutnya deformasi yang terjadi pada batang adalah:

$$\text{Diketahui: } A = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2) = \frac{\pi}{4} \times 14^2 = 153,9 \text{ mm}^2$$

$$l = 305 \text{ mm}$$

$$E_{steel} = 210 \text{ GPa}$$

Maka:

$$\delta = \frac{P \cdot l}{A \cdot E} = \frac{1500 \times 305}{153,9 \times 2100000}$$

$$\delta = 0,014 \text{ mm}$$

Pada pembebanan maksimal yang diterima pada poros rangka terjadi nilai deformasi sebesar 0,014 mm dapat dikatakan kaki rangka memiliki kekatan yang cukup.

C. *Buckling resistance* pada batang

Batang silinder pejal yang digunakan sebagai penopang plat memiliki potensi lekukan sehingga perlu diperitungkan dengan rumus Euler sebagai berikut:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^2 \times \nu}$$

Diketahui:

$$\rightarrow E = \text{Modulus elastisitas steel } 210 \text{ GPa} = 210000 \text{ N/mm}^2$$

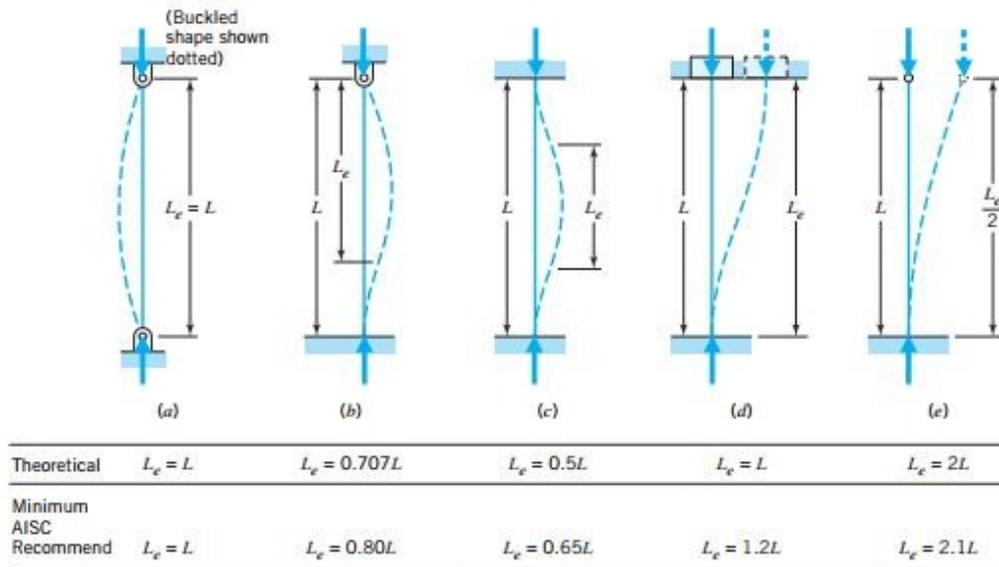
$$\rightarrow I = \text{Area moment (mm}^4\text{)}$$

untuk penampang batang silinder maka inersia momen

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64}; d = 25 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \nu = \text{Faktor keamanan } 2,5\text{-}3,5$$

$$\rightarrow L_k = \text{free buckling length (mm) } 304 \text{ mm}$$



Source: From *Manual of Steel Construction*, 7th ed., American Institute of Steel Construction, Inc., New York, 1970, pp. 5-138.

Gambar 4.10 Metode pemasangan rangka batang
(Sumber: *Manual of steel construction*, 1970)

Berdasarkan rangka batang yang dipasang pada mesin *compression molding* yang dirancang maka nilai L_k yang didapat adalah 0,5 secara teoritis, direkomendasikan 0,65 dengan panjang batang silinder 304 mm. maka

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^2 \times \nu} = \frac{\pi^2 \times 210000 \times \left(\frac{\pi \times 25^4}{64}\right)}{(304 \times 0,65)^2 \times 3,5}$$

$$F_{cr} = 290808,47 \text{ N}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diatas maka batang yang digunakan pada awal perancangan masih sangat aman dalam menahan beban yang diterima dengan gaya kritis sebesar 290808,47 N, sedangkan gaya maksimal yang diterima batang hanya 1500 N.

- D. Menghitung deformasi dan tegangan dengan beban maksimum yang diterima rangka batang bawah



Gambar 4.11 Gaya tekan pada batang silinder

Diketahui:

$$\rightarrow A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \pi \cdot ((35 \text{ mm})^2 - (25 \text{ mm})^2) = 471,24 \text{ mm}^2$$

$$\rightarrow F_{\max} \text{ terjadi pada batang C, maka } F_{\max} = 563,884 \text{ N}$$

$$\rightarrow E_{\text{steel}} = 210 \text{ GPa}$$

$$\rightarrow l = 100 \text{ mm}$$

Maka deformasi yang terjadi yaitu:

$$\delta = \frac{P \cdot l}{A \cdot E} = \frac{1500 \times 100}{471,24 \times 2100000}$$

$$\delta = 1,5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Maka tegangan aksial yang diterima pada rangka batang bagian bawah adalah:

$$\sigma_{\max} = \frac{563,884 \text{ (N)}}{471,24 \text{ (mm}^2\text{)}} = 1,197 \text{ MPa}$$

- E. Menghitung pemilihan ulir dan mur

Diketahui:

$$\rightarrow F_{\max} = 1500 \text{ N}$$

$$\rightarrow \text{Bahan rangka untuk ulir} = \text{steel (S35C)}$$

\rightarrow Akibat pembebanan dinamis dengan beban sedang maka dipilih faktor keamanan 5

Maka tegangan tekan ijin adalah

$$\sigma_{\text{izin}} = \frac{\sigma_{\max}}{f}$$

$$\sigma_{\text{izin}} = \frac{S35C}{f} = \frac{470}{5} = 94 \text{ N}$$

→ Perhitungan akibat tegangan tarik

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F_{\text{max}}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_c^2}$$

Maka besar diameter batang ulir minimal yang dipilih adalah:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 1500 \text{ (N)}}{\pi \times 94 \text{ (MPa)}}} = 4,5 \text{ mm}$$

Diameter baut untuk pengunci batang dan plat dapat dipilih dengan ukuran minimal 4,5 mm. Sedangkan pada rancangan awal dibuat dengan ulir ukuran M14 sehingga aman digunakan

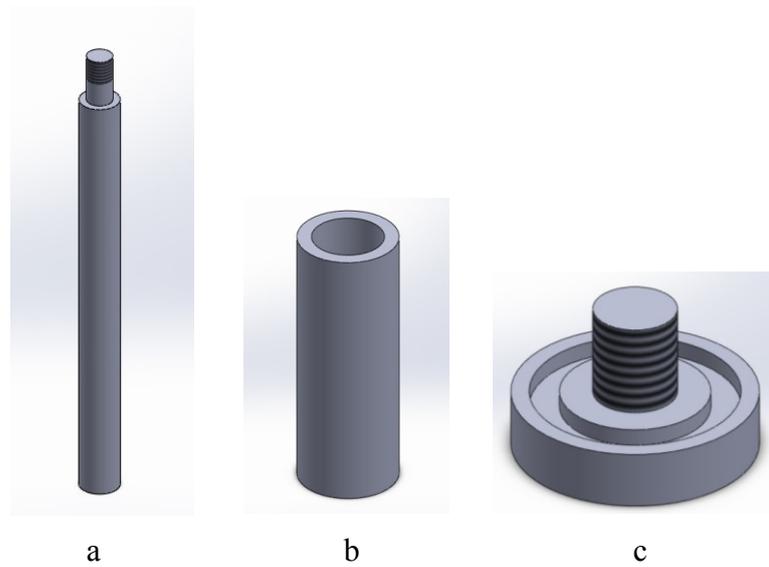
4.2.2 Proses desain dan pemilihan material rangka *compression molding*

Desain rangka dan pemilihan material pada mesin *compression molding* merupakan salah satu pertimbangan untuk menghasilkan rancangan yang sesuai dengan kebutuhan dan faktor keamanan yang terjamin. Adapun desain dan material yang digunakan yaitu sebagai berikut:

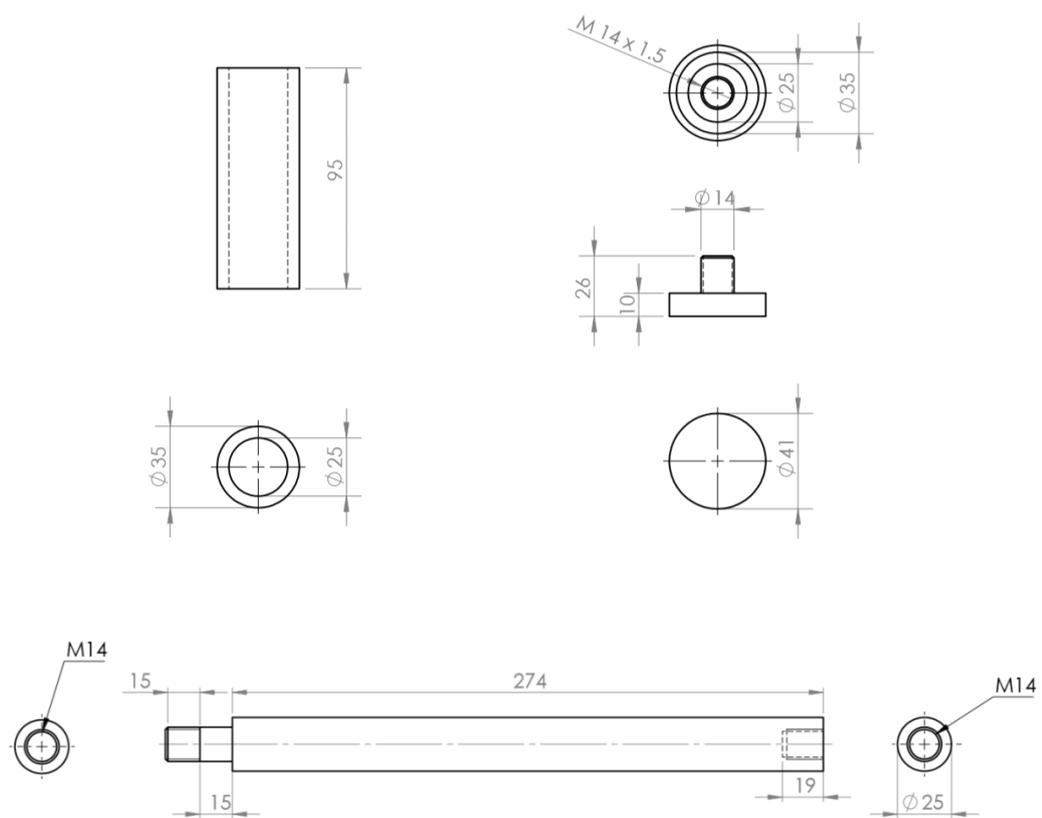
A. Rangka kaki penegak

Rangka kaki digunakan untuk menopang berat dari material penyusun rangka dan beban kerja dari mesin *compression molding*. Terdapat tiga kaki utama sebagai pondasi, dengan penambahan silinder beralas untuk mengikat rangka kaki sehingga lebih stabil ketika menerima pembebanan. Rangka kaki yang digunakan berbentuk silinder pejal dengan diameter 25 mm, penambahan ulir dalam dibawah dan ulir luar diatas berfungsi untuk *assembly* dengan komponen lain seperti plat ukuran ulir yang digunakan yaitu M14, pada bagian ulir atas akan diikat dengan plat menggunakan mur M14.

Berdasarkan perhitungan diatas pemilihan material *Steel* untuk rangka ini sudah sesuai dengan kebutuhan pembebanan mesin *compression molding*. Bahkan dengan ukuran 25 mm diharapkan mempunyai kondisi *lifetime* yang cukup lama. spesifikasi dimensi terperinci dapat dilihat pada gambar 4.3.



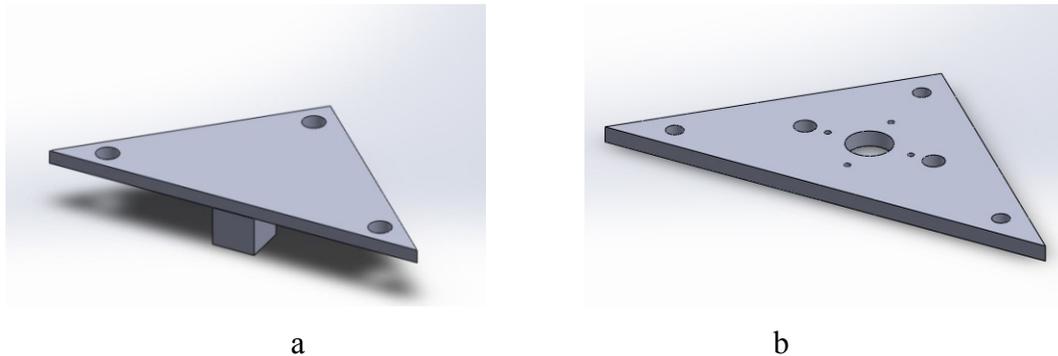
Gambar 4.12 Rangka Penegak (a) poros, (b) silinder dan (c) *spull*



Gambar 4.13 Dimensi rangka kaki

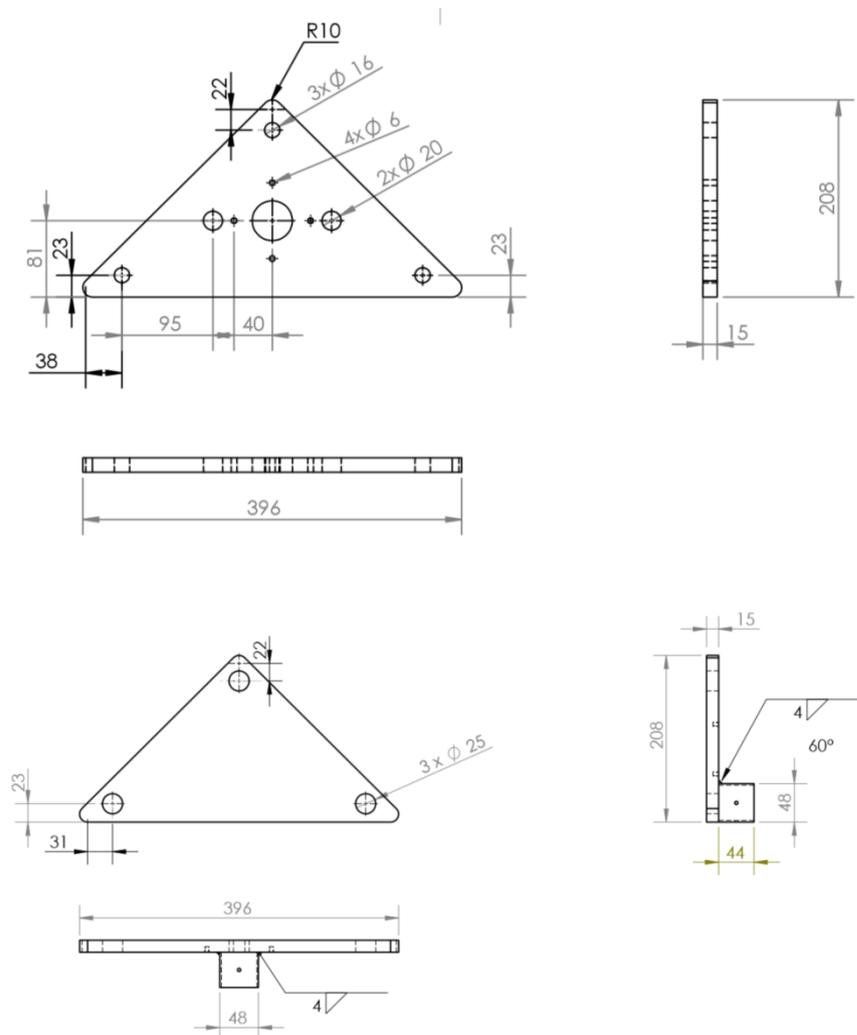
B. Plat

Desain plat berbentuk segitiga bertujuan untuk meminimalkan *buckling* pada rangka kaki-kaki penyangga, tiga kaki penyangga plat akan terdistribusi tegangan efek kerja mesin *compression molding* yang lebih menguntungkan dibanding dengan mesin yang menggunakan 2 kaki penyangga. Untuk ulasan mengenai perbandingan desain rangka terdahulu dengan sekarang akan dibahas lebih rinci paa pembahasan selanjutnya.



Gambar 4.14 Desain (a) plat dasar (b) plat atas

Plat didesain segitiga sama kaki untuk memudahkan proses pembuatan dengan ukuran sama kaki 300 mm. Ketebalan plat yaitu 15 mm akan menerima gaya piston terencana sebesar 1500 N. pada gambar 4.4 terdapat dua buah plat yaitu plat dasar dan plat atas yang memiliki peran masing-masing yaitu sebagai landasan cetakan yang akan menyuplai konduksi kalor dari elemen heater dengan penambahan ruang pada bagian bawah untuk peletakan sensor temperatur, sementara plat atas sebagai tumpuan sistem pneumatik. Material yang digunakan disesuaikan terhadap kondisi kerja plat tersebut yaitu menerima beban 1500 N dan panas dengan temperature maksimal 150°C, untuk plat tersebut menggunakan bahan ASTM 40 (besi cor) yang cukup baik untuk menghantarkan panas dengan nilai konduktivitas termal 53,3 W/m.K dan mampu menahan beban tersebut.



Gambar 4.15 Dimensi plat atas dan dasar

4.3 Perancangan Pneumatik *Compression Molding*

Menentukan diameter pneumatik disesuaikan terhadap kebutuhan tekanan yang akan digunakan sebagai penekan mold *rubber seal* dengan asumsi tekanan daya kompresor diambil paling umum dan sesuai standar yaitu sebesar 6 bar. Perencanaan pneumatik pada mesin *compression molding* disesuaikan terhadap:

1. Gaya yang dibutuhkan : 1500 N = 152 kgf
2. Tekanan kompresor : 6 Bar = 0,6 Mpa
3. Panjang langkah piston : 150 mm
4. Kecepatan : 15 mm/s
5. Gaya gesek : 4%

4.3.1 Diameter Piston

Menghitung diameter piston disesuaikan terhadap kebutuhan gaya, tekanan dan panjang langkah. Maka ukuran tersebut dapat dipilih berdasarkan dari tabel 4.1 dibawah ini:

Tabel 4.1 Gaya piston berbagai ukuran (Sumber: SMC *Pneumatics*. 1997)

Diameter Piston (mm)	Tekanan Kerja (bar)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Gaya Piston (kgf)									
6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
16	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
25	4	9	13	17	21	24	30	34	38	42
35	8	17	26	35	43	52	61	70	78	86
40	12	24	36	48	60	72	84	96	108	120
50	17	35	53	71	88	106	124	142	159	176
70	34	69	104	139	173	208	243	278	312	346
100	70	141	212	283	353	424	495	566	636	706
140	138	277	416	555	693	832	971	1110	1248	1386
200	283	566	850	1133	1416	1700	1983	2266	2550	2832
250	433	866	1300	1733	2166	2600	3033	3466	3800	4332

Dari tabel tersebut untuk tekanan 6 bar tidak didapatkan gaya yang sesuai dengan rencana. Maka perlu dilakukan perhitungan ulang,. Untuk menghitung diameter tersebut dapat menggunakan rumus sbb:

$$(F + R) = A \times p$$

Diketahui:

$$\rightarrow F = 1500 \text{ N}$$

$$\rightarrow R = 4\% \times 1500 \text{ N} = 60 \text{ N}$$

$$\rightarrow p = 6 \text{ bar (0,6 Mpa)}$$

$$\rightarrow A = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

Maka,

$$(1500 \text{ (N)} + 60 \text{ (N)}) = \left(\frac{\pi}{4} \times D^2 \right) \cdot 0,6 \text{ (MPa)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1560}{\pi \times 0,6}} = 57,5 \text{ mm}$$

Hasil diatas dibuat menjadi diameter 55 mm karena kompresor mampu memberikan tekanan lebih dari 6 bar. Selain itu, dimaksudkan untuk menghindari gaya berlebih yang diterima pada rangka mesin *compression molding* sehingga terhindar dari deformasi plastis pda jangka waktu yang panjang.

4.3.2 Buckling Resistance

Ketahan lekur dari batang piston dapat dicari menggunakan rumus euler sebagai berikut

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^2 \times v}$$

Diketahui:

→ E = Modulus elastisitas untuk *Stainless steel* 190 GPa = 190000 MPa

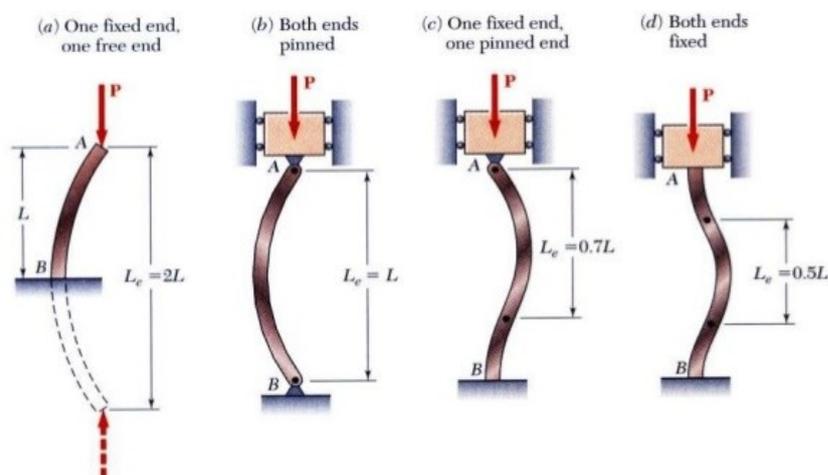
→ I = Area moment (mm⁴)

untuk penampang batang silinder maka inersia momen

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64}; d = 22 \text{ (mm)}$$

→ v = Faktor keamanan 2,5-3,5

L_k = free buckling length (mm) 215 mm



Gambar 4.16 Metode pemasangan batang pneumatik dan hidrolik

(Sumber: *Manual of steel construction*, 1970)

Berdasarkan metode yang digunakan pada pemasangan batang piston yang telah didesain maka didapat nilai L_k pada tabel diatas sebesar 1 dengan panjang batang piston 215 mm.

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^2 \times \nu} = \frac{\pi^2 \times 190000 \text{ (MPa)} \times \left(\frac{\pi \times 22^4}{64} \text{ (mm}^4\text{)} \right)}{215^2 \text{ (mm}^2\text{)} \times 3,5}$$

$$F_{cr} = 133281,23 \text{ N}$$

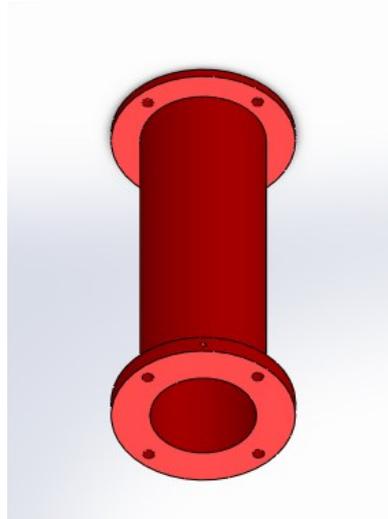
Berdasarkan hasil perhitungan diatas maka batang piston dengan bahan SUS 410 yang digunakan pada awal perancangan masih sangat aman dalam menahann beban yang diterima dengan gaya kritis sebesar 133281,23 N, sedangkan gaya maksimal terencana yang diterima batang hanya 1471,5 N.

4.3.3 Desain pneumatik

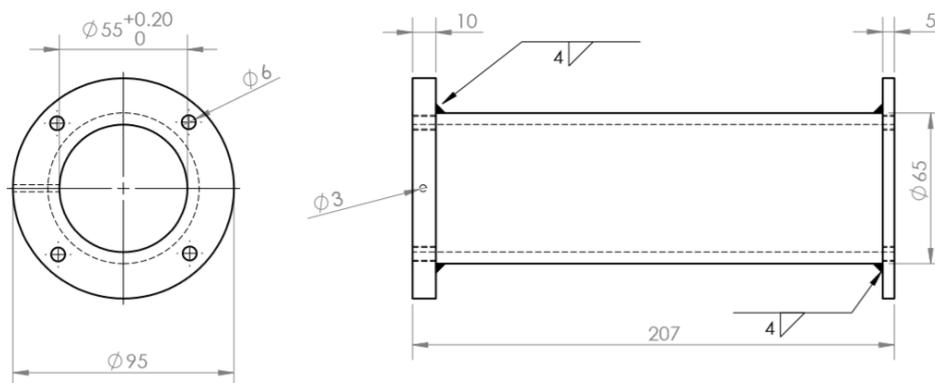
Proses mendesain pneumatik merupakan lanjutan setelah desain rangka mesin *compression molding* menggunakan bantuan *software solidwork 2013*. Desain ini menjadi pertimbangan dalam menentukan setiap ukuran komponen dari aktuator pneumatik setelah diketahui ukuran dari piston dan jenis aktuator yang digunakan yaitu single acting silinder dengan pegas diluar sistem aktuator. Berikut rincian desain komponen aktuator pneumatik yang telah dirancang.

A. Silinder

Langkah awal dalam mendesain silinder pneumatik yang telah dilaksanakn yaitu mempertimbangkan beberapa faktor seperti pemilihan langkah kerja, port untuk saluran udara, dan panjang langkah piston. Desain silinder ini berupa tabung dengan ujung mulut didesain melebar untuk mengikat tutup silinder agar tidak terjadi kegagalan sistem pada aktuator pneumatik.



Gambar 4.17 Desain silinder

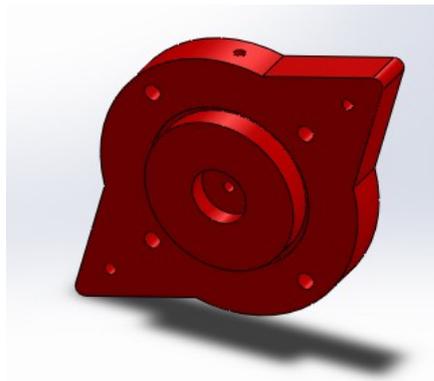


Gambar 4.18 Dimensi silinder

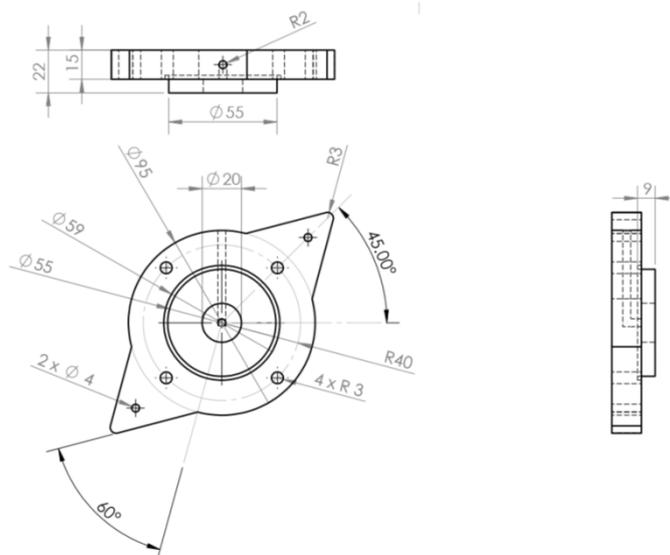
Desain silinder yaitu dengan diameter dalam 55 mm dengan ketebalan silinder 5 mm, toleransi untuk lubang silinder yaitu sebesar 0,2 mm. Panjang silinder tabung sebesar 207 mm yang disesuaikan dengan kebutuhan perpindahan langkah piston sebesar 150 mm. Terdapat lubang pada bibir silinder yang didesain dengan port 3-4 mm untuk saluran pernafasan pneumatik, selain itu port dirancang dengan untuk menempatkan saringan udara agar udara tidak balik masuk kesistem yang dapat mengotori seal piston. Pada mulut silinder dibuat 4 lubang dengan diameter 4 mm yang sudah didesain sinkron dengan tutup silinder tersebut, fungsinya untuk menyambung silinder dengan tutup silinder lewat sambungan baut. Sementara antara silinder dengan bibir silinder disambung dengan las.

B. Tutup silinder

Pada pneumatik yang dirancang terdapat dua tutup yaitu kepala silinder dan ekor silinder. Kepala silinder berfungsi untuk mencegah kebocoran udara bertekanan dari kompresor yang akan dirubah menjadi gerak piston, kebocoran dicegah dengan bantuan *seal O-ring* yang terbuat dari *natural rubber*. Pada kepala silinder dibuat port sebesar 7 mm untuk saluran udara bertekanan, port yang diletakan pada kepala silinder dimaksudkan jika terjadi kerusakan pada port maka cukup mengganti kepala silinder. Selain itu, kepala silinder didesain sebagai pengait pegas pengembali sesat setelah piston bergerak maju, dengan penambahan aksesoris berupa *hook* atau kait. Lebih jelasnya setiap dimensi dan bentuk dari kepala silinder dapat dilihat pada gambar 4.18

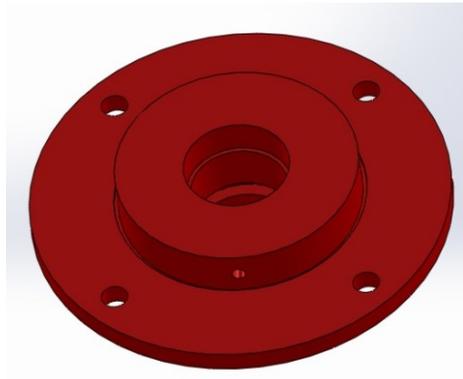


Gambar 4.19 Desain kepala silinder

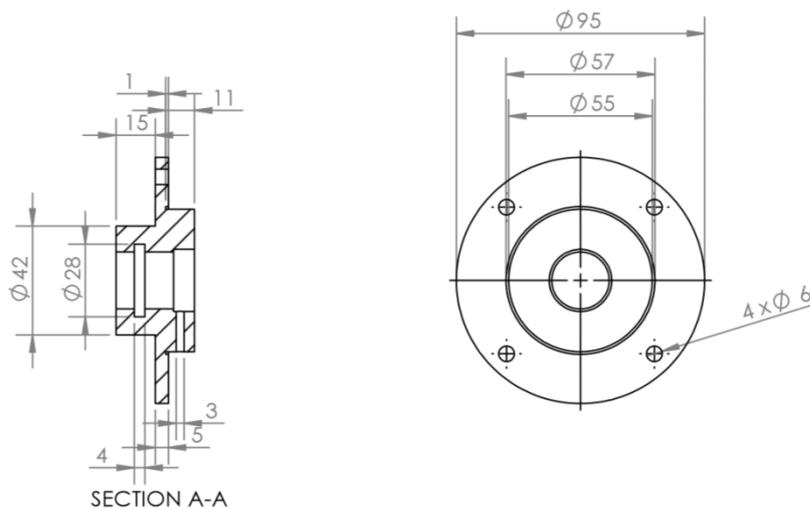


Gambar 4.20 Dimensi kepala silinder

Ekor silinder berfungsi sebagai tutup silinder bagian bawah dan mencegah kotoran yang menempel *rod piston* masuk kedalam sistem, karena pada ekor silinder didesain dengan got untuk meletakkan *rubber seal*. Selain itu ekor silinder berfungsi untuk menjaga kestabilan gerak batang piston tersebut.



Gambar 4.21 Desain ekor silinder

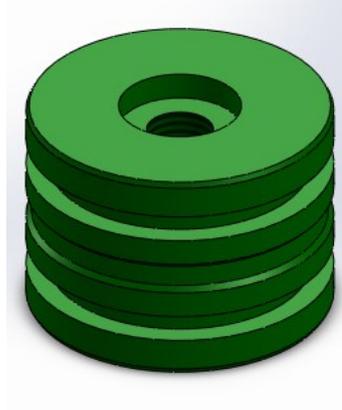


Gambar 4.22 Dimensi ekor silinder

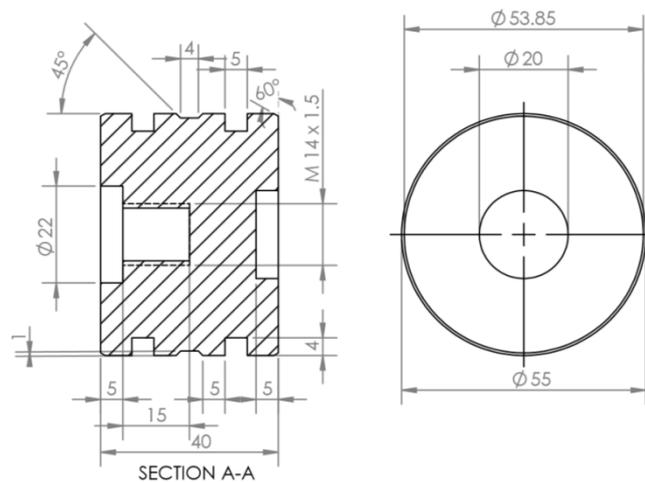
C. Piston dan *rod piston*

Desain piston pada perancangan aktuator pneumatik memiliki diameter 55 mm dengan panjang 40 mm yang terdapat 2 buah rumah seal untuk mencegah kebocoran suplai udara bertekanan. Alur yang terletak diantara dua rumah seal berfungsi sebagai tempat pelumasan piston dan mengurangi gaya gesekan pada piston, dapat dilihat pada gambar terdapat *chamfer* dikedua ujung piston yang berfungsi untuk mempermudah pemasangan *seal* piston dan piston ke silinder

pneumatik. Sementara untuk menghubungkan piston dengan batang piston dibuat ulir dalam dengan ukuran M14.

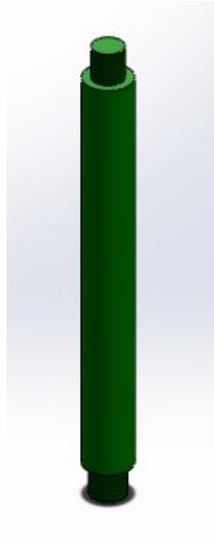


Gambar 4.23 Desain piston



Gambar 4.24 Dimensi piston

Desain batang piston menyesuaikan terhadap kebutuhan langkah piston yang direncanakan, sementara untuk menyambung batang piston dengan piston yang memiliki ulir dalam M14 maka pada salah satu ujung batang dibuat ulir luar dengan dimensi yang sama dengan panjang 15 mm. Pada ujung yang lain juga dibuat ulir dengan ukuran M14 yang akan digunakan untuk mengunci sebuah plat yang akan digunakan untuk menekan *mold rubber*.



Gambar 4.25 Desain batang piston

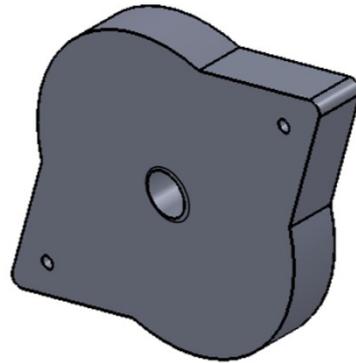


Gambar 4.26 Dimensi batang piston

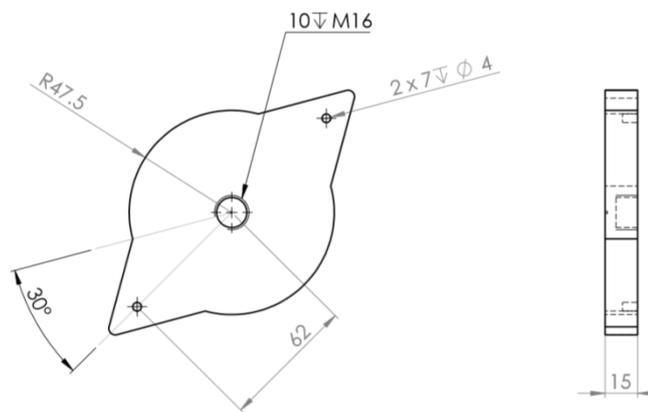
D. Plat tekan

Plat tekan merupakan komponen pneumatik yang berfungsi sebagai media penerus *pressure* dari batang piston terhadap mold, penggunaan plat juga mempermudah bidang tekan sehingga lebih stabil saat digunakan untuk menekan cetakan. Selain itu pada plat tersebut didesain untuk meletakkan *hook* yang akan menghubungkan pegas dari kepala silinder bagian luar, sehingga gaya dari pegas tersebut dapat membalikan langkah piston maju.

Lubang pada plat tekan dibuat ulir dalam untuk mengunci batang piston bagian bawah dengan ukuran M14, sementara kuping-kupingan pada plat terdapat lubang diameter 4 mm dengan ulir dalam M4 untuk mengunci *hook*.



Gambar 4.27 Desain plat tekan



Gambar 4.28 Dimensi plat tekan

4.3.4 Perhitungan sistem pneumatik mesin *compression molding*

Perhitungan pada sistem pneumatik yang telah dirancang berguna untuk mengetahui spesifikasi pada sistem pneumatik tersebut. Dari perhitungan perancangan awal dapat diketahui bahwa:

- Diameter silinder : 55 mm
- Langkah piston : 150 mm
- Tekanan kompresor : 6 bar

A. Gaya efektif pada pneumatik *single acting silinder*

Pneumatik dengan *single acting silinder* bekerja hanya pada saat piston melangkah maju dan dipengaruhi oleh gaya akibat defleksi dari pegas pengembali, maka gaya piston yang dapat dihitung yaitu:

$$F = \left(\frac{\pi}{4} \times D^2 \times p \right) - f$$

Diketahui:

$$D = 55 \text{ mm}$$

$$p = 0,6 \text{ MPa}$$

$$f = 84 \text{ N}$$

Maka,

$$F = \left(\frac{\pi}{4} \times 55^2 (\text{mm}^2) \times 0,6 (\text{MPa}) \right) - 84 \text{ N} = 1341,5 \text{ N}$$

B. Konsumsi udara dan debit kompresor

Konsumsi udara yang dibutuhkan pada pneumatik single acting silinder hanya pada satu arah yaitu ketika langkah maju, dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$q = \text{perbandingan kompresi} \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \times h$$

Diketahui:

$$\rightarrow \text{Perbandingan kompresi (6 bar)} = \frac{1,031+6}{1,031} = 6,82$$

Maka,

$$q = 6,82 \times \frac{\pi}{4} \times 55^2 (\text{mm}^2) \times 10 (\text{mm})$$

$$q = 162031,57 \text{ mm}^3 = 0,162 \text{ l/cm langkah}$$

Maka debit kompresor yang dibutuhkan dalam satuan (l/min) yaitu:

$$Q = s \times n \times q \text{ (l/min)}$$

Diketahui:

$$\rightarrow s = 15 \text{ cm} \rightarrow \text{Langkah 15 kali}$$

$$\rightarrow n = 1 \text{ per menit}$$

$$\rightarrow q = 0,162 \text{ l/cm langkah}$$

$$Q = 15 \times 1 \times 0,162 = 2,43 \text{ l/min}$$

4.3.5 Material aktuator pneumatik

Pemilihan material untuk aktuator pneumatik mesin *compression molding* merupakan salah satu faktor yang menjadi pertimbangan untuk menghasilkan rancangan yang baik. adapun material yang dipilih sudah disesuaikan berdasarkan standar material untuk aktuator pneumatik, tentunya dengan kebijakan ketersediaan

bahan dilapangan untuk mempermudah proses pembuatan. Berikut material yang telah dipilih:

Tabel 4.2 Material untuk desain pneumatik

No	Komponen	Material
1	Silinder (<i>cylinder tube</i>)	ST42
2	Piston	S45C
3	<i>Rod piston</i>	SUS 410
4	Kepala silinder (<i>Cylinder head</i>)	S45C
5	Ekor silinder (<i>Cylinder tail</i>)	S45C
6	Plat tekan	ASTM 40

4.3.6 Seal pneumatik

Seal yang digunakan pada perancangan pneumatik memiliki dua peran yaitu *seal* statis dan dinamis, untuk pemilihan bahan seal disesuaikan dengan letak atau kebutuhan komponen silinder pneumatik. Terdapat komponen aktuator pneumatik yang membutuhkan *seal* yang dibagi kedalam dua jenis yaitu *piston seal*, *dust* atau *wiper seal*. Untuk mempermudah penjelasan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.3 *Seal* pada pneumatik

No	Jenis	Tipe	Material	Dimensi (mm)	Jumlah
1	<i>Piston seal</i>	U	NBR	ID:55, OD:47, H:5	2 buah
2	<i>Wiper seal</i>	U	<i>Natural rubber</i>	ID:30, OD:21, H:4	1 buah
3	Kepala silinder	<i>O-ring</i>	<i>Natural rubber</i>	ID:60, OD:55	1 buah
4	Ekor silinder	<i>O-ring</i>	<i>Natural rubber</i>	ID:59, OD:55	1 buah

4.4 Komponen aksesoris sistem pneumatik

Aksesoris pada sistem pneumatik merupakan komponen tambahan yang diperlukan agar fungsi sistem bekerja dengan baik dan sesuai dengan rencana. Selain itu, mekanisme penggerak pneumatik dirancang dengan pengendalian manual sederhana yaitu kontrol katup manual. Berikut beberapa komponen tambahan yang dibutuhkan untuk melengkapi sistem pneumatik.

4.4.1 Katup kontrol arah

Katup yang digunakan yaitu katup 3/2 N/C, menggunakan metode aktivasi *push button* dengan pegas pengembali artinya sistem ini menggunakan mekanisme pengendali manual *push button*. Katup dalam keadaan pasif tidak ada aliran udara bertekanan pada lubang keluaran, ketika *push button* diaktifkan maka aliran udara bertekanan dialirkan.

4.4.2 Kompresor dan tangki tekan

Perancangan sistem pneumatik pada mesin *compression molding* menggunakan tipe kompresor *single piston*, karena kompresor jenis ini merupakan kompresor paling umum yang digunakan selain itu ketersediaan dilapangan cukup banyak dengan harga yang murah. Hal tersebut menjadi dasar pemilihan tipe kompresor jenis piston dengan syarat spesifikasi beroperasi pada tekanan minimal 6 bar agar mampu menunjang kerja pneumatik secara optimal.

Tangki tekan yang digunakan merupakan paket dari penggunaan kompresor, tangki tekan yang digunakan memiliki spesifikasi yang sebanding dengan kompresor tersebut. Selain itu, unit kompresor yang digunakan perlu tambahan filter udara untuk menyaring kotoran yang dapat mengganggu kerja pneumatik.

4.4.3 Tubing

Merupakan komponen pada pneumatik yang berfungsi sebagai saluran suplai udara bertekanan sistem pneumatik. Pemilihan *tubing* disesuaikan terhadap diameter *port* saluran udara masuk silinder pneumatik dan juga ukuran *fitting*. Diameter internal selang dipilih 6 mm tipe standar, material tubing sendiri yaitu *polyurethane* yang mampu bekerja pada tekanan 1-10 bar dengan *ambient temperature* sekitar -35 sampai 60°C. Pemilihan spesifikasi tersebut berdasarkan referensi dari produk festo.

4.4.4 *Fitting*

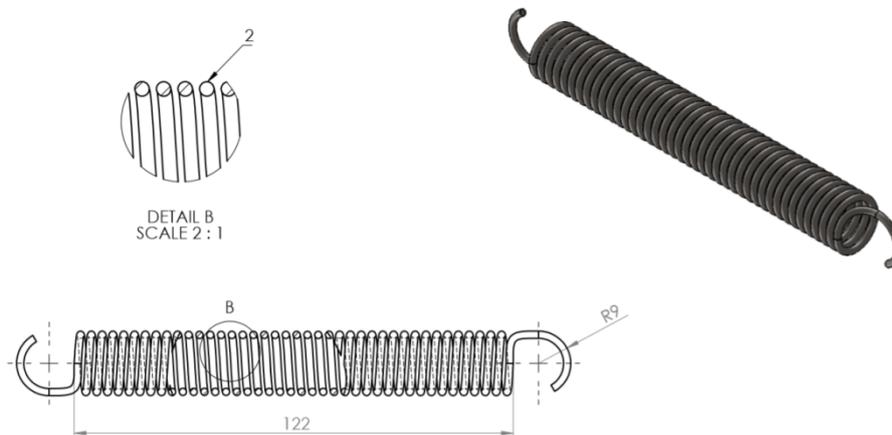
Merupakan komponen penghubung antara komponen *tubing* sistem pneumatik dengan komponen pneumatik lainnya. *Fitting* yang digunakan memiliki *port size* 6mm, beberapa jenis yang dibutuhkan diantaranya yaitu *coupling connection*, *elbow nipple*, *threaded (T fitting)*.

Tabel 4.4 Spesifikasi kebutuhan fitting

No	Type fitting	Gambar	Size	Jumlah
1	Coupling connection		G ¼	5
2	<i>Elbow</i>		G ¼	1
3	<i>Threaded</i>		G ¼	1

4.4.5 Pegas tarik

Pegas tarik yang dibutuhkan pada perancangan pneumatik yaitu 2 pegas tarik. Pegas tarik digunakan sebagai gaya luar pengembali atau langkah mundur piston pneumatik. Dalam memilih pegas tarik disesuaikan terhadap gaya yang dibutuhkan untuk menarik piston mundur pada posisi awal, kemudahan proses pemasangan, dan ketersediaan dilapangan.



Gambar 4.29 Desain dan dimensi pegas tarik

Oleh karena beberapa hal diatas dipilih pegas tarik dengan bahan material *stainless steel (SUS 410)*, selain itu mesin *compression molding* yang bekerja pada temperature cukup tinggi mempengaruhi pemilihan pegas dengan jenis material ini. Sementara untuk menentukan ukuran pegas dilakukan perhitungan terhadap beberapa aspek yang mempengaruhi gaya pegas tersebut. Desain awal menentukan untuk diameter pegas maksimal yaitu 16 mm dengan diamter kawat 2 mm, panjang pegas bebas 120 mm dengan *hook* pegas 14 mm dengan jumlah lilitan aktif 60. Ukuran tersebut telah disesuaikan terhadap parameter dimensi pada mesin yang dirancang.

→Menentukan konstanta pegas dari material pegas agar diketahui gaya pegas efektif, sehingga gaya efektif piston pneumatik dapat diperhitungkan.

$$K = \frac{d \cdot G}{8N_a \cdot C^3}$$

diketahui

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$G = 6,89 \times 10^4 \text{ Mpa}$$

$$N_a = 60$$

$$C = 8$$

Maka,

$$K = \frac{2 \times 6,89 \times 10^4}{8 \times 60 \times 8^3} = 0,56 \text{ N/mm} \rightarrow K_{tot} = 2 \times 0,56 = 1,12 \text{ N/mm}$$

→tegangan geser maksimum material pegas:

$$\tau_{maks} = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right)$$

Diketahui:

$$D = 16 \text{ mm}$$

$$F_{\max} = 1500 \text{ N}$$

Maka,

$$\tau_{maks} = \frac{8 \times 16 \times 1500}{\pi \times 2^3} \left(1 + \frac{1}{2 \times 8}\right)$$

$$\tau_{maks} = 8116,9 \text{ N/mm}^2$$

4.5 Pemilihan Komponen Heater

Heater atau pemanas pada mesin *compression molding* merupakan komponen pengatur temperatur yang cukup penting karena berperan dalam proses vulkanisasi dimana pada proses ini kompon karet akan mengalami *cross-linked* yang menentukan hasil akhir dari produk karet tersebut. Temperature pada proses vulkanisasi *rubber seal* juga menentukan berapa lama waktu yang dibutuhkan untuk membuat satu buah produk. Komponen-komponen heater yang digunakan disesuaikan terhadap kebutuhan temperatur dan ketersediaan dilapangan dengan harga cukup murah serta proses pemasangan yang mudah dan efektif pada mesin *compression molding* dengan basis *home industry*.

4.5.1 Heating Elemen

Elemen heater merupakan alat yang digunakan untuk merubah energi listrik menjadi energi panas. Proses pemilihan elemen *heater* disesuaikan terhadap rancangan plat pemanas dan kebutuhan waktu awal pemanasan hingga mencapai temperature yang diinginkan. Heater yang dipilih mampu menggantikan penggunaan bahan bakar LPG pada alat konvensional dengan tujuan mengurangi biaya produksi dan konsumsi energi serta penyebaran panas pada plat yang lebih merata menuju cetakan *rubber seal*. Perpindahan panas yang diaplikasikan yaitu perpindahan panas secara konduksi dengan cara menempelkan elemen *heater* langsung ke plat pemanas sehingga penyebaran panas akan langsung menuju *rubber seal mold*.

Berdasarkan beberapa alasan diatas elemen heater yang tepat untuk dipasang pada plat pemanas yaitu model *tubular heater*. *Tubular heater* berbentuk silinder dengan bahan *SUS 304*, proses pemasangannya menggunakan pembautan sehingga cocok untuk memanaskan plat dapat dilihat pada gambar 4.17 Guna memenuhi kebutuhan elemen heater yang tepat maka digunakan rumus penggunaan menghitung daya *heater* dari produsen *heater* yaitu:

$$Q = \frac{m \times C_p \times \Delta T}{860 \times t \times \eta}$$

Diketahui:

$$\rightarrow m = V \times \rho_s = 6,75 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7850 \text{ kg/m}^3 = 5,3 \text{ kg}$$

$$\rightarrow C_p = 434 \text{ J/kg.K} = 0,104 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \Delta T = (150^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C})$$

$$\rightarrow t = 20 \text{ min} = 1/3 \text{ h}$$

$$\rightarrow \eta = 0,3$$

Maka,

$$Q = \frac{5,3 \times 0,104 \times (150 - 27)}{860 \times 1/3 \times 0,2} = 0,788 \text{ kW}$$



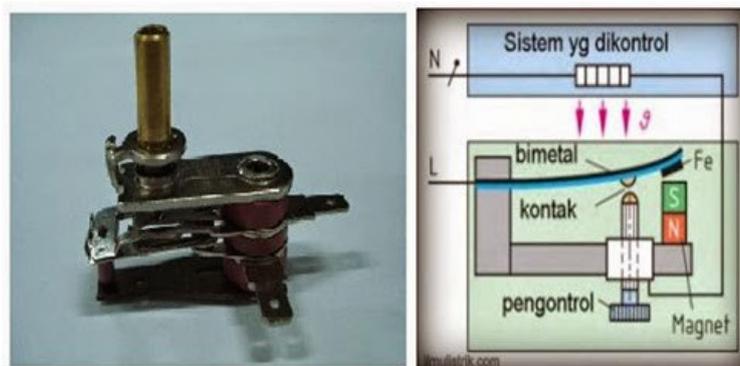
Gambar 4.30 *Tubular heater* berpenampang lurus

Jenis pemanas *tubular heater* dilapangan yaitu dengan spesifikasi daya 220V-250 Watt, maka untuk memudahkan pengadaan heater dipilih 3 *tubular heater* dengan daya masing-masing 250 Watt. Pemasangan heater ini dapat disusun secara paralel untuk mendapatkan daya 750 watt.

4.5.2 *Thermostat bimetal*

Saklar bimetal berfungsi sebagai *thermostat* yakni sebagai saklar otomatis dan pengatur temperatur. Penggunaan bimetal untuk mengatur temperatur pada alat yang dirancang yaitu karena kemudahan proses pemasangan dan ketersediaan dilapangan, selain itu saklar bimetal memiliki kepekaan yang cukup baik pada perubahan temperatur.

Pemasangan saklar bimetal diletakan pada plat pemanas agar pembacaan temperature sesuai dan terkalibrasi dengan baik sehingga panas yang diinginkan dapat terpenuhi. Cara kerja bimetal yaitu memutus kontak arus listrik yang mengalir ke elemen heater apabila kondisi temperature yang dikontrol sudah tercapai. Kemudian setelah temperatur yang dikontrol mengalami penurunan suhu maka bimetal akan kembali meghubungkan arus listrik. Berikut diagram pemasangan bimetal pada elemen heater:



Gambar 4.31 Sistem kontrol bimetal

(Sumber: shunertrade.com)

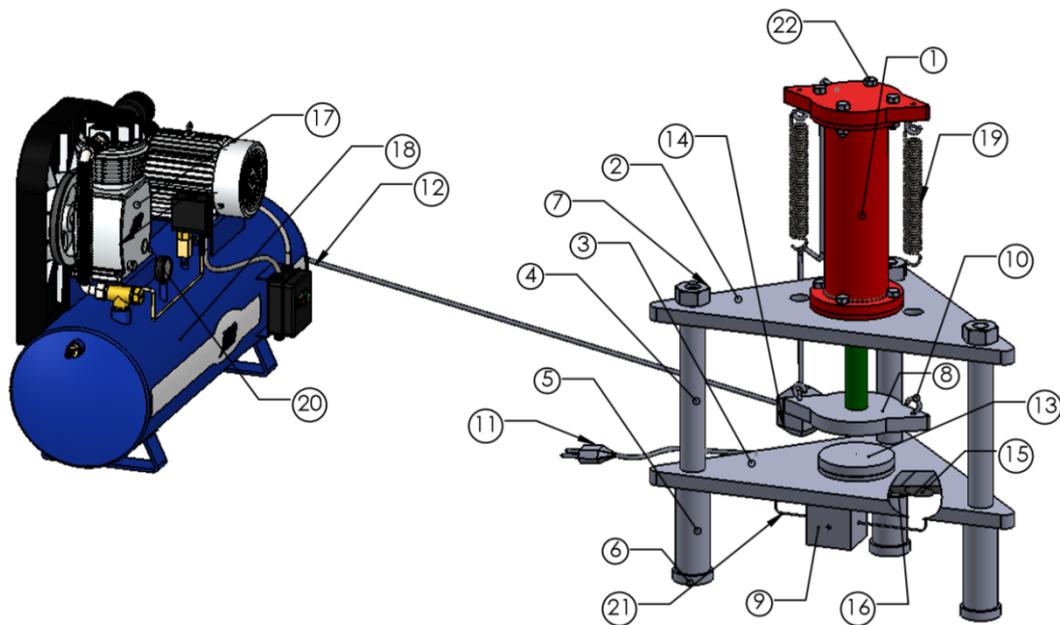
Tabel 4.7 Spesifikasi bimetal

No	<i>Bimetal</i>	Keterangan
1	Tipe	<i>Thermostat bimetal</i>
2	<i>Range temperature</i> (°C)	0-150
3	<i>Tegangan/Arus</i>	250V/10A
4	Berat	20 gr

Spesifikasi diatas berdasarkan ketersediaan bimetal yang ada di lapangan dengan menyesuaikan kebutuhan pengontrol panas pada mesin *compression molding* yang dirancang yaitu sebesar 150°C.

4.6 Komparasi Hasil Rakitan Mesin *Compression Molding Rubber*

Perancangan mesin *compression molding* dengan sistem pneumatik untuk pembuatan produk-produk berbahan *rubber* secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.31.



Gambar 4.32 Rakitan perancangan mesin *compression molding rubber*

Tabel 4.6 Spesifikasi rakitan mesin

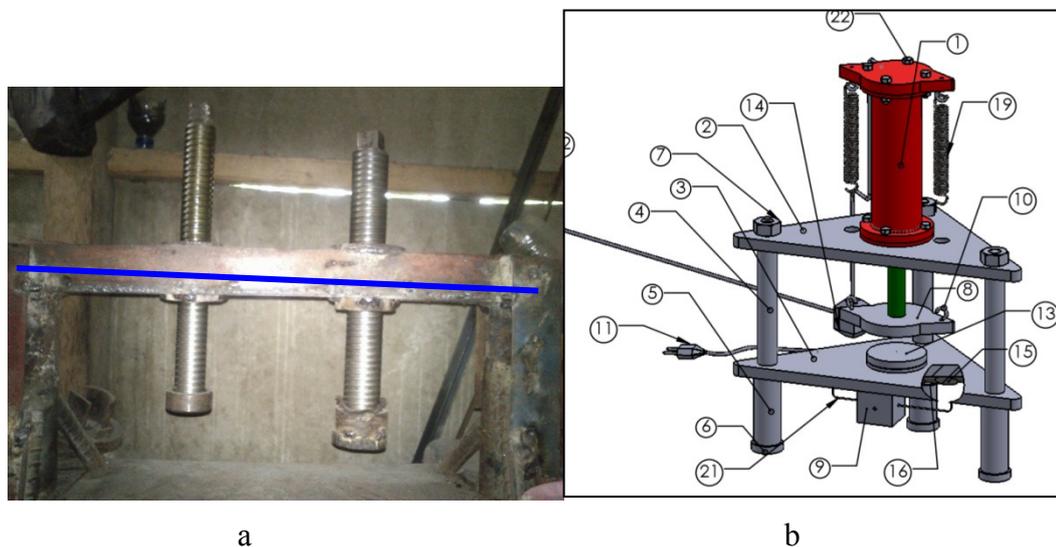
No	Nama	Jumlah	No	Nama	Jumlah
1	Pneumatik	1	12	<i>Tubbing</i>	1
2	Plat atas	1	13	<i>Mold</i>	1
3	Plat dasar	1	14	<i>Valve 3/2</i>	1
4	Poros kaki	3	15	<i>Heater</i>	3
5	Silinder kaki	3	16	Klem	2
6	<i>Spull</i>	3	17	Piston kompresor	1
7	Mur rangka	3	18	Tanki kompresor	1
8	Plat penekan	1	19	Pegas tarik	2
9	Saklar bimetal	1	20	<i>Pressure gauge</i>	1
10	<i>Hook</i>	4	21	Selang PVC	1
11	<i>Jack</i> kabel	1	22	Baut & Mur, M4	8

4.6.1 Identifikasi Rakitan

Perancangan ini akan dibandingkan terhadap beberapa parameter maupun mesin terdahulu yang telah dibuat, sebagai tolak ukur bahwa perancangan yang telah dikerjakan memiliki keunggulan serta manfaat. Secara menyeluruh untuk melihat pengembangan maupun manfaat baru dapat dilihat pada beberapa parameter pembandingan terhadap mesin konvensional yang telah atau pernah dibuat sebagai berikut:

1. Kekuatan dan kapasitas rangka

Rangka beberapa mesin terdahulu dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



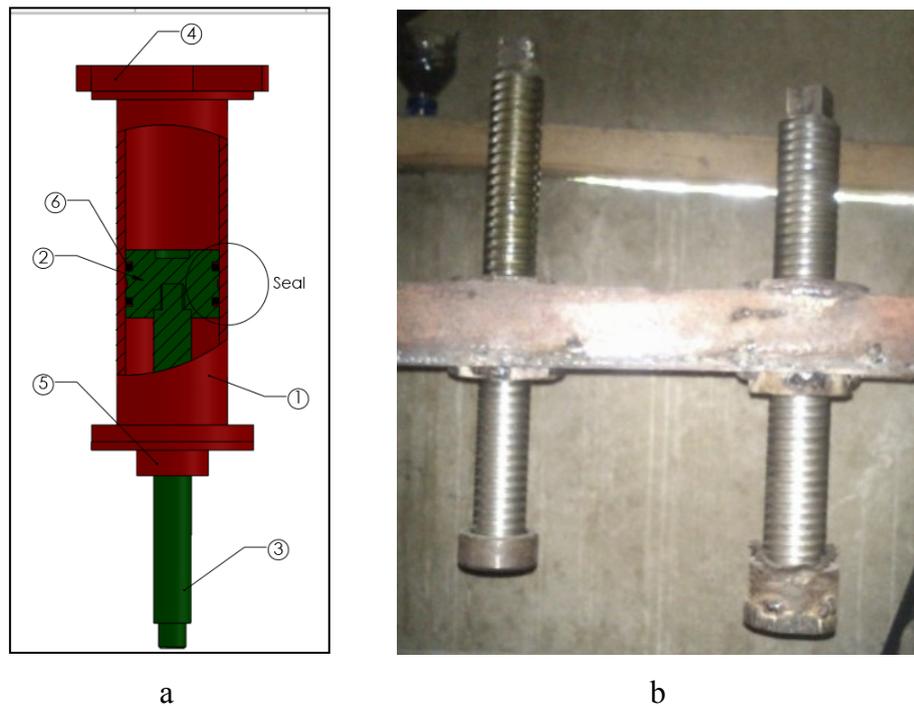
Gambar 4.33 *Compression molding* (a) ulir tekan ganda, (b) Perancangan mesin baru

Kekuatan rangka pada mesin yang dirancang yaitu pembagian beban utama dari kerja pneumatik dikonversikan pada jumlah kaki rangka yaitu tiga buah, secara alami pada mesin baru memiliki keuntungan lebih tahan terhadap buckling karena efek beban yang diterima lebih kecil pada tiap-tiap kaki rangka. Berdasarkan perhitungan didapat tegangan aksial maksimal pada masing-masing batang A, B dan C sebesar 1,389 Mpa dan 1,674 Mpa sedangkan tegangan ijin maksimal material (*cast iron*) dari batang sebesar 276 Mpa sehingga masih aman.

Keuntungan pada mesin baru dapat dilihat dari segi kerapihan dan kekuatan *buckling* yang baik dari perhitungan pada batang penopang memiliki beban kritis sebesar 171715,48 N dan beban yang diterima rangka sebesar 1341,5 N, dari segi

ekonomi akan sedikit lebih mahal dan dapat dilihat pada tabel 4.9, 4.10, dan 4.11 akan tetapi tertutupi oleh kekuatan rangka tersebut dan kerapihan sebagai nilai tambah sehingga operator bekerja dengan lebih optimal.

2. Sistem Pneumatik



Gambar 4.34 (a) Perancangan dengan sistem pneumatik (b) Sistem ulir tekan

Pemilihan sistem pneumatik digunakan untuk menggantikan ulir tekan diatas, sistem pneumatik yang dirancang memiliki kelebihan dari ulir tersebut diantaranya, kerja operator menjadi lebih optimal, tekanan sesuai dengan kebutuhan, mudah digunakan, dan mampu memberikan gaya efektif yang cukup besar sebesar 1341,5 N pada tekanan kompresor 6 bar. Kekurangan sistem pneumatik yang dirancang dibanding dengan ulir tekan memiliki kekurangan yaitu proses perawatan yang lebih perlu perhatian, selain itu kebutuhan udara dari kompresor menambah biaya operasi.

Spesifikasi pneumatik yang telah dirancang yaitu pneumatik *single acting cylinder* dengan pegas pengembali dari pegas tarik dari luar, untuk pengoperasian menggunakan katup N/C 3/2 yang disuplai dari tangki tekan kompresor. Gaya efektif yang bisa dikeluarkan piston sebesar.

3. *Heater*

Pemilihan *heater* elektrik untuk menggantikan bahan bakar LPG yang digunakan sebagai pemanas plat. Dikaji dari fungsi keduanya memiliki fungsi yang sama baiknya yaitu ramah lingkungan dan memberikan suplai panas yang besar pada *heater* mampu menghasilkan temperature sebesar 250°C berdasarkan penggunaan tiga buah *tubular heater* dengan sakelar bimetal range 0-250°C, ada beberapa faktor yang menjadikan *heater* elektrik menjadi pilihan utama yaitu panas yang disuplai lebih terkontrol, perawatan yang lebih mudah, energi listrik hampir tidak memiliki efek buruk pada lingkungan, dan biaya energi yang lebih murah.

Kelemahan energi listrik pada mesin yaitu pada saat suplai energi dari produsen mengalami gangguan maka secara langsung memberikan dampak pada proses produksi *rubber*, sehingga memerlukan tambahn genset sebagai energi cadangan jika diperlukan.

4. *Cycle time*

Keunggulan yang diberikan pada rancangan ini yaitu waktu produksi lebih optimal karena penggunaan pneumatik dan heater elektrik menggantikan ulir tekan dan LPG. Dipurlukan simulasi produksi produk *rubber* untuk menentukan waktu yang dibutuhkan selama proses produksi.

Berdasarkan perhitungan pada perencanaan pneumatik untuk langkah piston 15 cm membutuhkan waktu 9 detik pada tekanan kompresor 6 bar, waku awal pemanasan untuk mencapai temperature konstan 150°C terhadap kebutuhan panas vulkanisasi *rubber* memerlukan waktu 20 menit dengan daya listrik 788 watt, sehingga waktu proses diperlukan waktu awal 20 menit untuk proses berkelanjutan disesuaikan terhadap ukuran *modal* pada mold tutup dongkrak dibutuhkan waktu vulkanisasi 3 menit pada temperature 150°C. Sehingga *cycle time* yang dibutuhkan sekali proses *compression* pada *modal* tutup dongkrak dengan kerja manual operator selama 7 menit termasuk pemasangan kompon karet ke *modal* dan pelepasannya setelah proses vulkanisasi.

4.6.2 Cara Kerja

Cara kerja mesin *compression molding* rancangan secara umum yaitu menggunakan tekanan dari pneumatik untuk menekan *part mold* diatas plat *heater* sehingga bahan karet mengalami proses vulkanisasi menjadi sebuah produk yang direncanakan. Berdasarkan prosedur pengoperasian dan proses produksi cara kerja mesin ini dijelaskan berdasarkan tiga tahap operasi produksi *rubber* yaitu sebagai berikut:

1. Tahap Persiapan

Tahap awal yaitu menyiapkan berbagai kebutuhan yang digunakan sebagai penunjang proses produksi *rubber*, bahan dan peralatan pada persiapan yaitu karet kompon dengan bahan karet sintetis dan karet alam, bahan karet dipotong-potong sesuai dengan kebutuhan *cavity* pada *mold*.



Gambar 4.35 Kompon karet sintetis NBR

Peralatan yang digunakan yaitu sarung tangan dan masker sebagai pelindung dari panas mesin dan zat kimia yang keluar dari kompon karet.

2. Tahap Operasi

Prosedur pengoperasian mesin terkait proses produksi yang pertama menyalakan heater dengan waktu tunggu minimal 20 menit dan memastikan tekanan udara pada tangki kompresor tercukupi. *Mold rubber* dipersiapkan dengan mengisi *cavity* oleh kompon karet.

Kedua memulai proses produksi dengan meletakkan *mold* yang sudah terisi kompon karet diatas plat pemanas, kemudian tekanan pada mold diberikan oleh pneumatik dengan menekan katup pengatur udara sesuai dengan kebutuhan tekanan pada masing-masing *mold*. Waktu tunggu untuk memastikan proses

vulkanisasi karet sempurna pada masing-masing bahan karet dan ukuran *mold cavity* berbeda-beda, pada perancangan ini mold harus dibalik agar kompon karet tervulkanisasi secara sempurna.

Terakhir yaitu mengoperasikan katup untuk melepas udara tekanan sehingga aktuator pneumatik kembali pada posisi awal dengan bantuan pegas pengembali dan *mold* diambil dari plat pemanas untuk mengeluarkan produk karet yang telah tervulkanisasi (matang) sempurna.

3. Tahap *Finishing*

Finishing yaitu melakukan perapian maupun pembersihan produk-produk karet yang terdapat sisa-sisa maupun keleihan kompon karet pada area *parting line*. *Finishing* dilakukan secara manual menggunakan gunting maupun pisau khusus untuk merapikan produk *rubber*.

4.6.3 Tinjauan Ekonomis

Perancangan mesin *compression molding* dapat direalisasikan dengan pembiayaan yang terdiri dari tiga komponen biaya yaitu biaya desain, bahan baku material, dan pembuatan. Penjelasan ketiga komponen pembiayaan tersebut sebagai berikut:

1. Perhitungan biaya bahan baku

Kebutuhan material untuk menyelesaikan susunan mesin *compression molding* dibagi menjadi tiga bagian yaitu bagian rangka termasuk *mold*, sistem pneumatik, dan heater. Ketiga bagian tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 4.7 Biaya Material Rangka dan *Mold*

Rangka dan <i>Mold</i>				
No	Komponen	Jumlah		Harga Rp.
		Unit	Satuan	
1	Besi Plat tebal 14 mm	10,5 kg	30×30 cm	105.000
2	Silinder Besi pejal 25 mm	4 kg	1 m	40.000
3	Besi Pipa (D:35, d:25mm)	3 kg	30 cm	30.000
4	Besi Plat tebal 10 mm	0,5 kg	5×5 cm	5.000
5	Mur JIS St 37	3	M14	5.000
Total				185.000

Tabel 4.8 Biaya Material Pneumatik

Sistem Pneumatik				
No	Komponen	Jumlah		Harga Rp.
		Unit	Satuan	
1	Silinder ST42, 65 mm	1	L:210 mm	200.000
2	Tutup silinder ST42, 100 mm	2	30 mm	
3	Piston S45C, 55 mm	1	L:40 mm	20.000
4	<i>Rod Pistone</i> SUS410, 22 mm	1	L:215 mm	25.000
5	Plat tekan ASTM 40	1	10×10mm	10.000
6	Seal Piston UNP	2	<i>Custom</i>	15.000
7	Seal silinder O-ring	2	<i>Custom</i>	10.000
8	Katup arah 3/2	1	-	120.000
9	Kompresor	1	-	1.500.000
10	Tubing	1	d: 4 mm	70.000
11	Fitting	7	d: 4 mm	35.000
12	Baut & Mur JIS St 37	8	M4, L:40 mm	12.000
13	Pegas tarik	2	D: 16 mm d:2 mm	3.0000
Total				2.047.000

Tabel 4.9 Biaya Material *Heater*

<i>Heater</i>				
No	Komponen	Jumlah		Harga Rp.
		Unit	Satuan	
1	<i>Tubular heater</i>	3	140 mm	45.000
2	Saklar bimetal (0-150°C)	1	-	5.000
3	Klem	2	-	2.000
4	<i>Jack</i> dan Kabel	1	2 m	3.000
5	Selang PVC (d: 2 mm)	1	200 mm	3.000
6	Cat	2	-	20.000
Total				78.000

2. Biaya Desain dan jasa pembuatan

Keseluruhan biaya mencakup tenaga dan sewa mesin yang dikeluarkan selama proses pengerjann dan perakitan secara teoritis dapat dilihat pada tabel berikut ini:

Tabel 4.12 Biaya jasa pembuatan

No	Jasa dan Alat	Waktu Guna (Jam)	Sewa (/jam)	Operator (Rp.)	Jumlah (Rp.)
1	Desain Mesin				500.000
2	Mesin Frais	2 Jam	15.000	30.000	60.000
3	Mesin Bubut	4 Jam	10.000	30.000	70.000
4	Las	1 Jam	10.000	-	10.000
5	Mesin Bor	1 Jam	10.000	-	10.000
6	Mesin Gerindra	1 Jam	10.000	-	10.000
7	Finishing	3 Jam	-	-	-
Total					660.000

Beberapa proses diatas dapat dikerjakan secara mandiri maupun bantuan operator, adapun sumber biaya proses pengerjaan didapat dari bengkel bubut JBS beralamatkan di Kebumen. Biaya diatas masih bersifat hitungan secara kasar

dikarenakan pada proses pengerjaan yang detail dan resiko kegagalan tinggi tentunya biaya operator akan semakin tinggi.

Ketiga komponen pembiayaan diatas secara keseluruhan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rightarrow \text{Biaya Total} &= \text{Biaya Desain} + \text{Biaya Material} + \text{Biaya Jasa} \\ &= \text{Rp. 5000.000,00} + \text{Rp. 2.310.000} + \text{Rp. 160.000} \\ &= \text{Rp. 2.970.000,00}\end{aligned}$$

Berdasarkan rincian biaya diatas maka mesin *compression molding* yang dirancang untuk skala *home industry* cukup ekonomis dan terjangkau, penerapan pembiayaan mesin tersebut masih bersifat teoritis untuk biaya aktual bisa saja lebih *low cost* ataupun *high cost*.