

PERANCANGAN ALAT PENGGEROL PIPA 1 ¼ INCHI DENGAN PENGOPERASIAN MANUAL DAN SISTEM HIDROLIK

Budha Maryanti*, Fransye Joni Pasau, Heriyanto

**Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknologi Universitas Balikpapan
Jalan Pupuk Raya Balikpapan**

Email : budha_maryanti@yahoo.com

ABSTRACT

The rolling process is commonly found in the manufacture of canopies and fence ornaments made from pipes by using a pipe-braking tool. At present, many canopies and fence ornaments have been developed that use materials with a variety of cross-sections. So that the design needs to be done to produce a new design of multi-function pipe cranking tool for rolling box and circle section material. This design uses the method of experimentation and Autodesk Inventor 2018 software simulation to determine the minimum force in the rolling process of carbon steel pipes 1¼ inch thick 1.5 mm, determine the stresses and analyze whether the design pipe cranking tool in this design has fulfilled the requirements. This design produces a design in the form of detailed drawings and specimens of 1 ¼ inch carbon steel pipe cranking tools with manual and hydraulic operations. The dimensions of the tool are 600 mm x 420 mm x 700 mm and a pedestal distance of 375 mm with a rolling radius of 250 mm x 360° (circular cross section) and 345° (square section). The results of the analysis show the minimum force required for the rolling process is 2790.79 N, the largest stress occurs on the compressive shaft of 95.26 x 106 N / m2 and the design is declared safe with a maximum stress value less than the material permit stress.

Keywords: rolling process, pipe braking equipment, hydraulic system, design

ABSTRAK

Proses pengerolan biasa dijumpai dalam pembuatan kanopi dan ornamen pagar berbahan dasar pipa dengan menggunakan alat pengerol pipa. Saat ini telah banyak dikembangkan pembuatan kanopi dan ornamen pagar yang menggunakan bahan dengan berbagai macam bentuk penampang. Sehingga perlu dilakukan perancangan untuk menghasilkan desain baru alat pengerol pipa yang multi fungsi untuk pengerolan bahan berpenampang kotak dan lingkaran. Perancangan ini menggunakan metode eksperimen dan simulasi software Autodesk Inventor 2018 untuk menentukan gaya minimum dalam proses pengerolan pipa carbon steel 1¼ inchi tebal 1,5 mm, menentukan tegangan dan menganalisa apakah desain alat pengerol pipa dalam perancangan ini telah memenuhi syarat. Perancangan ini menghasilkan desain berupa gambar detail dan spesimen alat pengerol pipa carbon steel 1 ¼ Inchi dengan pengoperasian manual dan hidrolik. Dimensi alat adalah 600 mm x 420 mm x 700 mm dan jarak tumpuan 375 mm dengan radius pengerolan 250 mm x 360°(penampang lingkaran) dan 345°(penampang kotak). Hasil analisa menunjukkan gaya minimum yang dibutuhkan untuk proses pengerolan sebesar 2790,79 N, tegangan terbesar terjadi pada poros tekan sebesar 95,26 x 106 N/m2 dan desain dinyatakan aman dengan nilai tegangan maksimum lebih kecil dari tegangan ijin bahan.

Kata kunci: proses pengerolan, alat pengerol pipa, sistem hidrolik, perancangan

PENDAHULUAN

Besarnya konsumsi penggunaan material baja menjadi sebuah indikator kemajuan suatu negara. Pada umumnya, material baja diaplikasikan pada industri – industri besar seperti industri mesin dan transportasi. Namun, seiring dengan perkembangan jaman, saat ini material baja telah banyak digunakan pada bidang infrastruktur pemukiman. Salah satu aplikasi yang banyak ditemukan yaitu pada pembuatan kanopi dan ornamen pagar pada bangunan pemukiman. Dalam pembuatan kanopi dan ornamen pagar, material pipa merupakan material yang paling sering digunakan. Dalam proses pengerjaannya, material pipa yang semula berbentuk lurus diubah menjadi bentuk melingkar, setengah melingkar atau kombinasi bentuk dengan variasi radius tertentu. Proses pembentukan ini biasa disebut dengan proses *rolling*. Untuk melakukan proses tersebut, dibutuhkan alat bantu khusus yang disebut mesin *rolling* atau pengerol pipa.

Saat ini telah banyak dikembangkan proses pembuatan kanopi dan ornamen pagar yang menggunakan bahan dasar dengan berbagai macam bentuk penampang. Jika ditinjau secara teknis, alat pengerol pipa pada umumnya hanya dapat digunakan untuk pengerolan bahan dengan penampang lingkaran saja. Sehingga dibutuhkan alat multi fungsi yang dapat digunakan untuk melakukan proses pengerolan bahan dengan penampang kotak maupun lingkaran.

Tujuan penelitian ini untuk menjawab permasalahan tersebut, maka dilakukan perancangan untuk menghasilkan desain baru alat pengerol pipa *carbon steel* 1 ¼ inchi yang dapat digunakan untuk proses pengerolan bahan dengan penampang kotak maupun lingkaran dengan pengoperasian manual dan hidrolik.

Untuk memilih bahan harus mempertimbangkan sifat-sifat fisis dan mekanis bahan tersebut dan menyesuaikannya dengan harapan untuk alat tersebut (Mott, 2004), Sifat-sifat dasar dari bahan yang penting bagi perancang adalah sebagai berikut:

1. *Stress* (σ) yaitu gaya diserap oleh material selama berdeformasi persatuan luas.
2. *Strain* (ϵ) yaitu besar deformasi persatuan luas.
3. *Modulus elasticity* (E) yang menunjukkan ukuran kekuatan material.
4. *Strength* yaitu besarnya tegangan untuk mendeformasi material atau kemampuan material untuk menahan deformasi.
5. *Yield strength* (S_y) yaitu besarnya tegangan yang dibutuhkan untuk mendeformasi plastis.
6. *Tensile strength* (S_u) adalah tegangan maksimum yang bisa ditahan oleh sebuah bahan ketika diregangkan atau ditarik, sebelum bahan tersebut patah.

Perancangan alat pengerol pipa ini mengacu pada prinsip kerja dari proses pengerolan dengan merumuskan segala aspek yang berpengaruh terkait dengan fungsi, proses, ketersediaan dan kekuatan dari produk yang dirancang. Dalam sebuah perancangan, tentunya akan dijumpai suatu proses pembentukan bahan baku menjadi suatu produk tertentu. Dalam hal ini, proses pembentukan material yang dimaksud lebih ditekankan pada pembentukan material logam yaitu proses yang dilakukan dengan cara memberikan perubahan bentuk pada benda kerja. Perubahan bentuk ini dapat dilakukan dengan cara memberikan gaya luar sehingga terjadi deformasi plastis pada material. Proses pembentukan tergantung pada sifat *plasticity* (plastisitas) dari material, yakni kemampuan mengalir sebagai padatan tanpa merusak sifat-sifatnya. Metode yang digunakan pada proses pembentukan logam diantaranya adalah proses *bending* atau *rolling*.

Pengerolan dilakukan dengan memberikan gaya tekan pada material (pelat/pipa) diantara dua rol, yaitu rol landasan dan rol penekan/pembentuk yang berputar berlawanan arah sehingga dapat menggerakkan pelat. Pelat bergerak linear melewati rol pembentuk. Posisi rol pembentuk berada di bawah garis gerakan pelat, sehingga pelat tertekan dan mengalami pembengkokan. Akibat penekanan dari rol pembentuk dengan putaran rol penjepit ini maka terjadilah proses pengerolan. Pada saat pelat bergerak melewati rol pembentuk dengan kondisi pembengkokan yang sama maka akan menghasilkan radius pengerolan yang merata (Frick, 1978)

Proses pengerolan dapat terjadi apabila besarnya sudut kontak antara rol penjepit dengan pelat yang akan dirol melebihi gaya penekan yang yang ditimbulkan dari penurunan rol pembentuk. Besarnya penjepitan ini dapat mendorong pelat sekaligus pelat dapat melewati rol pembentuk.

1. Momen Lentur

Momen lentur adalah suatu kejadian dimana aksi dan reaksi tidak dalam satu garis kerja. Besarnya momen adalah perkalian gaya berat (F) dengan jarak (l) dari gaya ke titik yang ditinjau. Berikut ini perhitungan momen lentur maksimum (M_{maks}): (Frick, 1979)

$$M_{maks} = \frac{F \cdot l}{4} \dots\dots\dots (1)$$

Keterangan :

M_{maks} : Momen Maksimum (Nm)
 F : Gaya (N)
 l : Panjang / Jarak (m)

2. Momen Puntir

Kecenderungan gaya untuk memutar benda terhadap suatu sumbu disebut momen puntir (torsi). Momen puntir adalah besaran gaya, di mana garis kerjanya terletak sepanjang sumbu

putarnya. Perhitungan momen puntir (τ_{maks}) (Sonawan, 2010)

$$\tau_{maks} = \frac{T \cdot r}{J} \dots\dots\dots (2)$$

Dimana :

- τ : Tegangan Geser (N.m)
- T : Torsi (Nm)
- r : Jari-jari (m)
- J : Momen Inersia Polar (mm^4) = $\frac{\pi}{32} (D^4)$

3. Momen Inersia

Momen inersia adalah ukuran kelembaman benda dalam gerak melingkar. Kelembaman adalah sifat mempertahankan kedudukannya. Maksudnya kalau benda sedang diam maka ia akan bertahan untuk diam, sedangkan kalau benda sedang berputar maka dia akan bertahan untuk berputar. Perhitungan momen inersia penampang pipa (I) (Sonawan, 2010)

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \dots\dots\dots (3)$$

Dimana :

- I = Momen Inersia (m^4)
- D = Diameter Luar Pipa (mm)
- d = Diameter Dalam Pipa (mm)

Perhitungan momen inersia penampang persegi (I) (Sonawan, 2010)

$$I = \frac{1}{12} S^4 \dots\dots\dots (4)$$

Dimana :

- I = Momen Inersia (m^4)
- S = Sisi Penampang (mm)

4. Tegangan

Tegangan dapat didefinisikan sebagai intensitas gaya pada suatu bahan sebagai perlawanan terhadap adanya deformasi (Popov, 1984). Dalam praktek keteknikan biasanya intensitas gaya diuraikan menjadi tegak lurus dan sejajar dengan irisan yang sedang diselidiki. Intensitas gaya yang tegak lurus terhadap irisan disebut tegangan normal dan intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan bidang dari luas elementer disebut tegangan geser. Tegangan yang terjadi pada pipa dapat dihitung menggunakan rumus di bawah ini (Popov, 1984)

$$\sigma_{maks} = \frac{M \cdot C}{I} \dots\dots\dots (5)$$

Dimana :

- σ_{maks} : Tegangan Maksimum (N/m^2)
- M : Momen Lentur (N.m)
- C : Jarak Titik Pengamatan (m)
- I : Momen Inersia (m^4)

Rangka merupakan salah satu bagian yang sangat berpengaruh pada kinerja alat pengerol pipa. Rangka merupakan elemen yang berfungsi untuk menopang beban seluruh elemen yang ada pada mesin *rolling*. Mulai dari berat seluruh elemen, berat pipa yang dirol dan gaya-gaya yang bekerja selama proses pengerolan yaitu gaya tarik, gaya gesek dan gaya tekan.

Gaya yang bekerja pada rangka alat pengerol pipa ini merupakan hasil perpaduan reaksi gaya pada struktur poros alat pengerol pipa ditambah sebagian beban aksi dari beberapa komponen alat/mesin. Beban aksi pada rangka alat/mesin pengerol pipa ini berasal dari massa beberapa elemen yang tersusun pada sistem transmisi. Bagian rangka yang menerima beban kritis seperti dudukan dongkrak hidrolik, dudukan *bearing*, harus dihitung besarnya tegangan yang terjadi agar konstruksi rangka tersebut dapat diketahui tingkat keamanannya.

METODE PENELITIAN

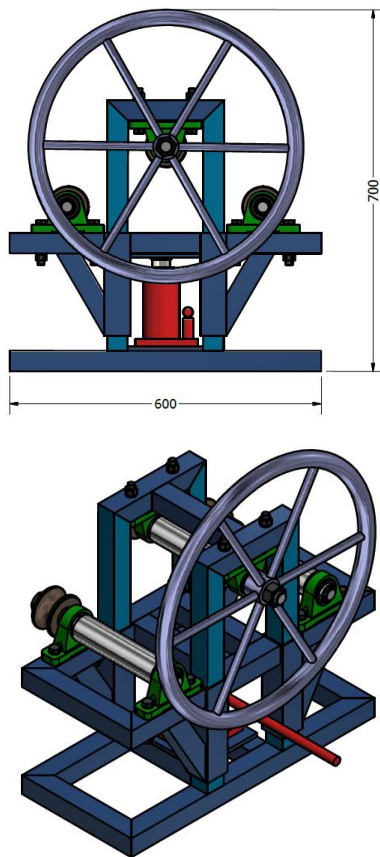
Metode yang digunakan dalam perancangan adalah eksperimen melalui perhitungan dengan menggunakan rumus empiris dan simulasi *software* Autodesk Inventor 2018 untuk menghitung gaya yang dibutuhkan untuk proses pengerolan dan menghitung tegangan yang terjadi pada komponen utama alat pengerol pipa.

Objek dari perancangan dalam skripsi ini adalah perancangan alat bending/pengerol pipa dengan spesifikasi sebagai berikut:

Nama alat	: Mesin <i>Bending</i> / pengerol Pipa (<i>Rolling Machine</i>)
Dimensi	: 420 mm x 600 mm x 700 mm
Kapasitas	: Pipa <i>carbon steel</i> 1¼ inchi tebal 1,5 mm
Fitur	: Penekan Hidrolik

Variabel dalam perancangan ini antara lain :

1. Variabel bebas
Variabel bebas pada perancangan ini adalah spesifikasi material pipa dan jarak tumpuan pada pipa.
2. Variabel terikat
Variabel terikat pada perancangan ini adalah kekuatan poros, kekuatan rangka/*frame*, kekuatan pasak, kekuatan *roller*.
3. Variabel kontrol
Variabel kontrol pada perancangan ini adalah desain mesin pengerol pipa *carbon steel* 1¼ Inchi tebal 1,5mm dengan jarak tumpuan 375 mm.



Gambar 1. Desain Alat Pengerol Pipa

HASIL DAN PEMBAHASAN

Konsep Perancangan

Pemilihan konsep dilakukan berdasarkan fungsi, bentuk, ketersediaan bahan dan proses manufakturnya. Sehingga ditentukan konsep sebagai berikut :

1. Dapat digunakan multi fungsi pada proses pengerolan bahan dengan penampang kotak dan lingkaran.
2. Menggunakan 3 roller yaitu 2 buah *roller* tumpuan dan 1 buah *roller* tekan
3. Menggunakan dongkrak hidrolik sebagai gaya tekan pada *roller*.
4. Menggunakan tenaga penggerak manual (tenaga manusia).

Data Perancangan

Dalam perancangan ini, terdapat parameter yang digunakan dalam mendesain komponen alat pengerol pipa, antara lain:

1. Spesifikasi material pipa yang akan *dibending*
Pipa yang akan *dibending* memiliki spesifikasi sebagai berikut:

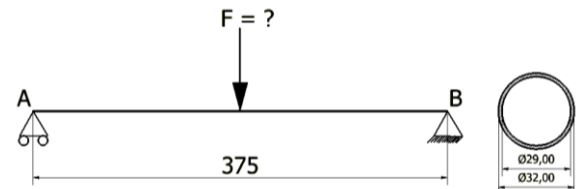
Bahan pipa	: Carbon Steel ASTM A36
Diameter luar pipa	: 32 mm (1¼ Inchi)
Diameter dalam pipa	: 29 mm
Tegangan luluh	: 250 N/mm ²

Kekuatan Tarik : 400 N/mm²
Modulus Elastisitas : 200 Gpa

2. Jarak tumpuan pada pipa ditetapkan dengan jarak 375 mm.

Perhitungan Gaya Tekan Pada Pipa

Berdasarkan diagram uji tarik material, deformasi plastis terjadi pada *yielding point* yang biasa disebut dengan tegangan luluh bahan. Karena itu, gaya yang diberikan harus mampu mencapai tegangan luluh bahan.



Gambar 2. Diagram Gaya Proses Pengerolan Pipa

Besarnya gaya dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\sigma_{maks} = \frac{M_L \cdot c}{I}$$

Diketahui :

- Diameter luar pipa (D) : 32 mm = 0,032 m
Diameter dalam pipa (d) : 29 mm = 0,029 m
Tegangan Luluh (σ_{yield}) : 250 N/mm² = 250 x 10⁶ N/m²
Tegangan Tarik ($\sigma_{tensile}$) : 400 N/mm² = 400 x 10⁶ N/m²
Jarak ke titik pusat (C) : D/2
Jarak Tumpuan (l) : 375 mm = 0,375 m

Perhitungan gaya minimum pada tegangan luluh bahan :

$$\begin{aligned} \sigma_{maks} &= \frac{M_L \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)} \\ \sigma_{maks} &= \frac{32 \cdot M_L \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} \\ (250) \cdot (10^6) &= \frac{32 \cdot M_L \cdot 0,032}{\pi(0,032^4 - 0,029^4)} \\ (250) \cdot (10^6) &= \frac{1,024 \cdot M_L}{\pi(3,413 \cdot 10^{-7})} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_L &= \frac{(250) \cdot (10^6) \pi (3,413 \cdot 10^{-7})}{1,024} \\ M_L &= 261,64 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Gaya minimum yang dibutuhkan menjadi :

$$\begin{aligned} M_L &= \frac{1}{4} F \cdot l \\ F &= \frac{M_L \cdot 4}{l} \\ F &= \frac{(261,64) \cdot (4)}{0,375} \\ F &= 2790,79 \text{ N} \end{aligned}$$

Perhitungan gaya maksimum pada tegangan tarik bahan :

$$\sigma_{maks} = \frac{M_L \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{32 \cdot M_L \cdot D}{\pi (D^4 - d^4)}$$

$$(400) \cdot (10^6) = \frac{32 \cdot M_L \cdot 0,032}{\pi (0,032^4 - 0,029^4)}$$

$$(400) \cdot (10^6) = \frac{1,024 \cdot M_L}{\pi (3,413 \cdot 10^{-7})}$$

$$M_L = \frac{(400) \cdot (10^6) \pi (3,413 \cdot 10^{-7})}{1,024}$$

$$M_L = 418,62 \text{ Nm}$$

Sehingga gaya maksimum yang dibutuhkan adalah :

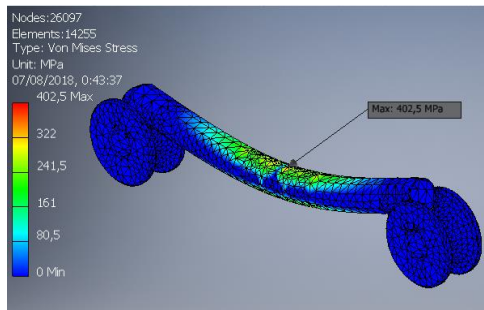
$$M_L = \frac{1}{4} F \cdot l$$

$$F = \frac{M_L \cdot 4}{l}$$

$$F = \frac{(418,62) \cdot (4)}{0,375}$$

$$F = 4465,276 \text{ N}$$

Secara visual, simulasi tegangan hasil pembebanan pada pipa dapat dilihat pada gambar 3 sebagai berikut:

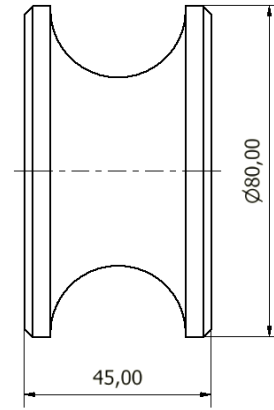


Gambar 3 Simulasi Tegangan Pipa Pada Gaya Maksimum

Desain Dan Perhitungan Pada Roller

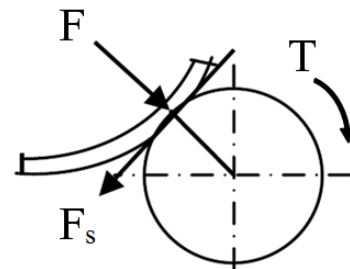
1. Desain Roller

Komponen roller didesain dengan menyesuaikan bentuk penampang pipa yang akan dirol. Roller merupakan komponen yang berfungsi sebagai tempat kedudukan pipa dalam proses pengerolan. Sehingga, komponen ini harus mampu menahan gaya-gaya yang bekerja selama proses pengerolan.



Gambar 4. Roller

2. Analisa Gaya dan Torsi



Gambar 5. Simulasi Gaya Pada Roller

Gaya yang bekerja pada pipa akan mengakibatkan terjadinya gaya gesek F_s dan Torsi T pada roller. Besarnya gaya dan torsi pada roller dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\text{Gaya gesek } (F_s) = F \cdot \mu$$

$$\text{Torsi } (T) = F \cdot \mu \cdot r$$

Diketahui:

$$\text{Gaya } (F) = 4465,276 \text{ N}$$

$$\text{Koefisien Gesek Steel } (\mu) = 0,74$$

$$\text{Jari - jari roller } (r) = 0,04 \text{ m}$$

$$F_s = F \cdot \mu$$

$$F_s = (4465,276) \cdot (0,74)$$

$$F_s = 3304,30 \text{ N}$$

Sehingga:

$$T = (3304,30) \cdot (0,04)$$

$$T = 132,17 \text{ Nm}$$

3. Analisa Tegangan

A. Tegangan Normal

Tegangan normal dihitung berdasarkan gaya tekan pada pipa (F_{pipa}) dibagi dengan luas penampang bidang roller ($d \times t$).

Diketahui :

$$\text{Gaya pipa } (F) : 4465,276 \text{ N}$$

$$\text{Diameter dalam roller } (D) : 0,040 \text{ m}$$

$$\text{Diameter dalam roller } (d) : 0,0254 \text{ m}$$

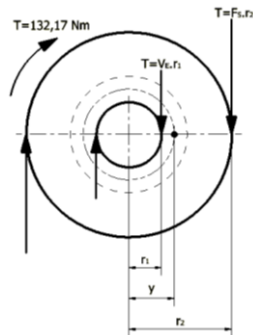
$$\text{Tebal roller } (t) : 0,045 \text{ m}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \sigma = \frac{F}{d \cdot t}$$

$$\sigma = \frac{4465,276}{(0,0254) \cdot (0,045)}$$

$$\sigma = 3,907 \times 10^6 \text{ Nm}$$

B. Tegangan Geser



Gambar 6. Torsi Pada Roller

$$F_s r_2 - V_E r_1 = 0$$

$$F_s r_2 = V_E r_1$$

Sehingga

$$T = F_s \cdot r_2 = V_E \cdot r_1$$

$$V_E = \frac{T}{r_1}$$

$$V_E = \frac{132,17}{0,0127}$$

$$V_E = 10.407 \text{ N}$$

Untuk menghitung tegangan geser pada roller maka dilakukan perhitungan terhadap gaya lintang (V_E) pada penampang bidang A_p di titik E. Skema bidang geser pada roller tampak pada gambar 7.

Sehingga tegangan geser yang terjadi adalah

$$\tau = \frac{V_E \cdot Q}{I \cdot t}$$

$$\tau = \frac{V_E \cdot A_p \cdot y}{\pi/64 \cdot (D^4 - d^4) \cdot t} = \frac{V_E \cdot b \cdot t \cdot y}{\pi/64 \cdot (D^4 - d^4) \cdot t}$$

$$\tau = \frac{(10.407) \cdot (0,01005) \cdot (0,045) \cdot (0,01773)}{\pi/64 \cdot ((0,045,5)^4 - (0,0254)^4) \cdot (0,045)}$$

$$\tau = 9,765 \times 10^6 \text{ Nm}$$

C. Kombinasi Tegangan

Kombinasi tegangan merupakan gabungan dari nilai tegangan yang terjadi pada roller yang berupa tegangan normal dan tegangan geser. Kombinasi tegangan dapat dihitung dengan persamaan berikut :

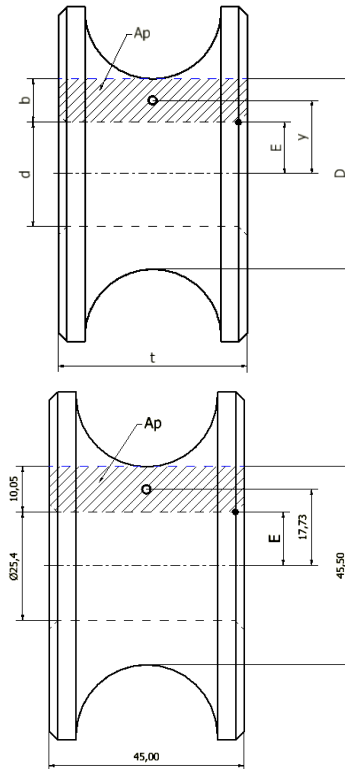
$$\sigma_{Kombinasi} = \sqrt{\sigma^2_{maks} + \tau^2_{maks}}$$

$$\sigma_{kombinasi} = \sqrt{(3,907 \times 10^6)^2 + (9,765 \times 10^6)^2}$$

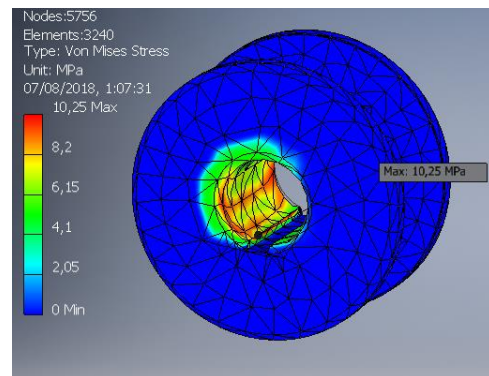
$$\sigma_{kombinasi} = \sqrt{110,61 \times 10^{12}}$$

$$\sigma_{kombinasi} = 10,52 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 10,52 \text{ MPa}$$

Secara visual, simulasi tegangan yang terjadi pada roller dapat dilihat pada gambar 8.



Gambar 7. Penampang Bidang Geser Pada Roller

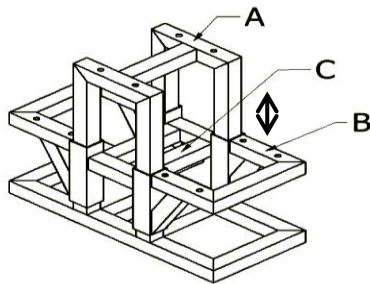


Gambar 8. Simulasi Tegangan Pada Roller

Pemilihan bahan dilakukan dengan menyesuaikan nilai tegangan ijin bahan dengan nilai perhitungan tegangan yang terjadi pada roller. Selain itu bahan roller juga harus memiliki sifat kuat (mampu tekan), ulet (mampu puntir), tidak mudah berubah bentuk, mudah dilakukan proses permesinan. Berdasarkan hasil perhitungan, tegangan maksimum yang terjadi pada roller tergolong kecil sehingga material round bar Mild Steel ASTM A36 dinilai cukup kuat digunakan sebagai bahan roller.

Desain dan Perhitungan pada Rangka

Rangka alat pengerol pipa dibagi menjadi 3 (tiga) bagian utama yang terdiri dari rangka atas sebagai kedudukan poros tekan (Batang A), rangka *slide-1* sebagai kedudukan poros tumpu (Batang B) dan rangka *slide-2* sebagai penghubung gaya dongkrak hidrolik (Batang C). Rangka *slide* dapat bergerak secara vertikal mengikuti pergerakan dongkrak hidrolik. Untuk rangka atas didesain statis atau *fixed*. Rangka atas berfungsi untuk menahan gaya tekan yang diteruskan oleh rangka *slide*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 9.



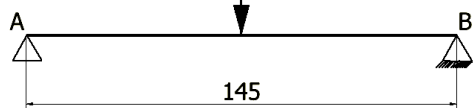
Gambar 9. Desain Rangka Alat Pengerol Pipa

Bahan rangka alat pengerol pipa harus memiliki sifat kuat (mampu tekan), ulet (mampu puntir), tidak mudah berubah bentuk, mampu las dan mudah dilakukan proses permesinan. Dengan mempertimbangkan ketersediaan bahan, kemudahan proses produksi dan kerapian, maka bahan yang digunakan untuk rangka adalah pipa kotak ASTM A36 dengan spesifikasi sebagai berikut :

Dimensi pipa kotak : 40 mm x 40 mm x 2 mm
 50 mm x 50 mm x 2 mm.
 Tegangan luluh : $250 \text{ N/mm}^2 = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
 Kekuatan tarik : $400 \text{ N/mm}^2 = 400 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
 Modulus elastisitas : 200 Gpa

A. Kekuatan Rangka Batang A

$$F = 4465,276 \text{ N}$$



Gambar 10. Diagram Gaya Pada Rangka Atas

Diketahui :

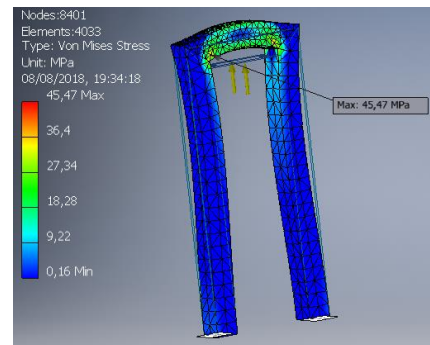
F : 4465,276 N
 l : 145 mm = 0,145 m
 S_1 : 40 mm = 0,040 m
 S_2 : 36 mm = 0,036 m
 y : $S_1/2$

Tegangan yang terjadi pada batang AB adalah:

$$\sigma_{maks} = \frac{M \cdot y}{I}$$

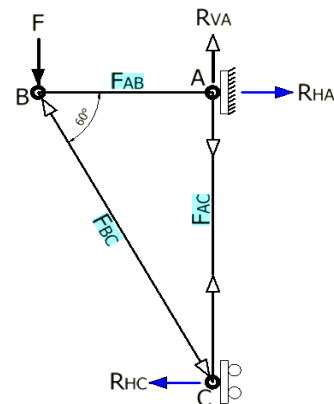
$$\begin{aligned} \sigma_{maks} &= \frac{(F \cdot l) \cdot \left(\frac{S_1}{2}\right)}{4 \cdot (S_1^4 - S_2^4)} \\ \sigma_{maks} &= \frac{12}{6 \cdot F \cdot l \cdot S_1} \\ \sigma_{maks} &= \frac{4 \cdot (4465,276) \cdot (0,145) \cdot (0,040)}{4 \cdot (0,040^4 - 0,036^4)} \\ \sigma_{maks} &= 44,13 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \\ \sigma_{maks} &= 44,13 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Secara visual, simulasi tegangan yang terjadi pada rangka atas (Batang A) dapat dilihat pada gambar 11 sebagai berikut:



Gambar 11. Simulasi Tegangan Pada Batang A

B. Kekuatan Pada Rangka Slide-1 (Batang B)



Gambar 12. Diagram Gaya Pada Rangka Slide-1

Diketahui:

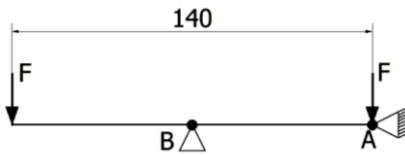
AB : 70 mm = 0,070 m
 AC : 120 mm = 0,120 m
 BC : 139 mm = 0,139 m
 F : 2232,638 N

Dari perhitungan gambar diatas, gaya-gaya pada struktur rangka batang dapat diuraikan sebagai berikut:

Tabel 1. Gaya Pada Struktur Rangka *Slide-1*

No	Bidang	Gaya (N)	Jenis Gaya	Luas Penamp (mm ²)	Tegangan (N/mm ²)
1	Batang AB	1302,37	Tarik	304	4,28
2	Batang BC	2584,83	Tekan	304	8,50
3	Batang AC	2232,638	Tarik	384	5,81

Perhitungan kekuatan batang AB sebagai pusat beban.



Gambar 13. Diagram Gaya Pada Batang B

Diketahui :

F : 2232,638 N
 l : 140 mm = 0,140 m
 S₁ : 40 mm = 0,040 m
 S₂ : 36 mm = 0,036 m
 y : S₁/2

Tegangan yang terjadi pada batang AB adalah:

$$\sigma_{maks} = \frac{M \cdot y}{I}$$

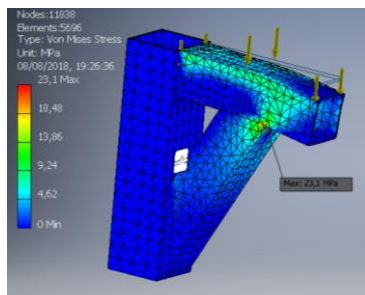
$$\sigma_{maks} = \frac{(F \cdot l) \cdot (\frac{S_1}{2})}{4 \cdot (S_1^4 - S_2^4)}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{12}{6 \cdot F \cdot l \cdot S_1}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{6 \cdot (2232,638) \cdot (0,140) \cdot (0,040)}{4 \cdot (0,040^4 - 0,036^4)}$$

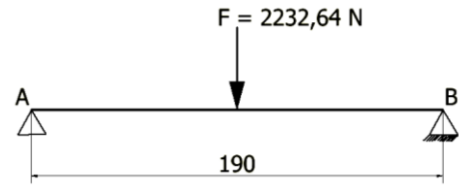
$$\sigma_{maks} = 21,3 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 21,3 \text{ MPa}$$

Secara visual, simulasi tegangan yang terjadi pada rangka *slide-1* (Batang B) dapat dilihat pada gambar 14 sebagai berikut:



Gambar 14. Simulasi Tegangan Pada Rangka *Slide-1*

C. Kekuatan Pada Rangka *Slide-2* (Batang C)



Gambar 15. Diagram Gaya Pada Rangka *Slide-2*

Diketahui :

F : 2232,638 N
 l : 190 mm = 0,190 m
 S₁ : 40 mm = 0,040 m
 S : 36 mm = 0,036 m
 y : S₁/2

Tegangan yang terjadi pada batang AB adalah:

$$\sigma_{maks} = \frac{M \cdot y}{I}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{(F \cdot l) \cdot (\frac{S_1}{2})}{4 \cdot (S_1^4 - S_2^4)}$$

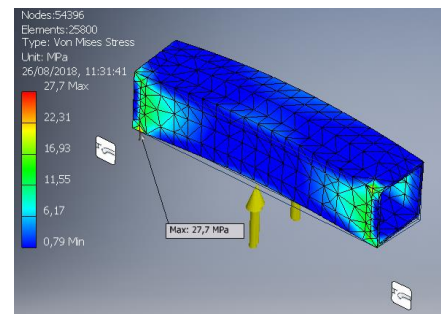
$$\sigma_{maks} = \frac{12}{6 \cdot F \cdot l \cdot S_1}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{6 \cdot (2232,638) \cdot (0,190) \cdot (0,040)}{4 \cdot (0,040^4 - 0,036^4)}$$

$$\sigma_{maks} = 28,91 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{maks} = 28,91 \text{ MPa}$$

Secara visual, simulasi tegangan yang terjadi pada rangka *slide* (Batang C) dapat dilihat pada gambar 16 sebagai berikut:



Gambar 16. Simulasi Tegangan Pada Batang C

6. Pembahasan

Dari analisa dan perhitungan diatas, didapatkan hasil sebagai berikut: Spesifikasi utama alat pengerol pipa

Dimensi P x l x t : 600 x 420 x 700 mm
 Kapasitas Bending : Pipa *carbon steel* Ø 1 ¼
 Inchi x tebal 1,5 mm
 Radius Bending : 250 mm x 360°



Gambar 17. Alat Pengerol Pipa

Perhitungan kekuatan alat pengerol pipa ini mengacu pada nilai tegangan maksimum yang terjadi pada setiap komponen.

Tabel 2 Perbandingan Teg. Maks dan Teg. Ijin

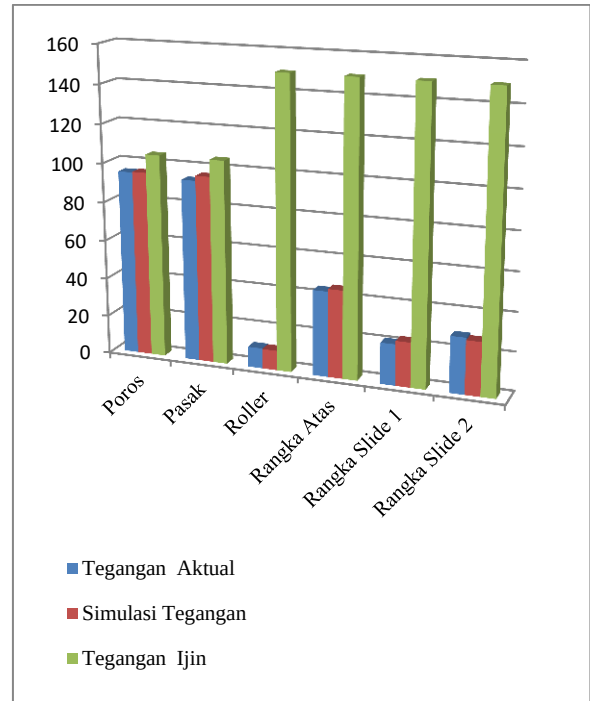
No	Nama Bagian	Bahan	Teg Maks (N/m ²)	Simulasi Tegangan (N/m ²)	Tegangan Ijin (N/m ²)*
1	Poros	JIS S45C	95,26 x 10 ⁶	95,59 x 10 ⁶	105 x 10 ⁶
2	Roller	ASTM A36	10,52 x 10 ⁶	10,25 x 10 ⁶	150 x 10 ⁶
3	Pasak	JIS S45C	93,70 x 10 ⁶	96,34 x 10 ⁶	105 x 10 ⁶
4	Rangka Atas	ASTM A36	44,13 x 10 ⁶	45,47 x 10 ⁶	150 x 10 ⁶
5	Rangka Slide 1	ASTM A36	21,30 x 10 ⁶	23,10 x 10 ⁶	150 x 10 ⁶
6	Rangka Slide 2	ASTM A36	28,91 x 10 ⁶	27,70 x 10 ⁶	150 x 10 ⁶

Suatu desain dinyatakan aman apabila perbandingan nilai tegangan maksimum tidak melebihi tegangan ijin dari bahan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada grafik perbandingan tegangan maksimum vs tegangan ijin bahan.

Dari grafik perbandingan tegangan maksimum vs tegangan ijin pada gambar di atas menunjukkan bahwa:

1. Tegangan maksimum pada poros adalah 95,26 x 10⁶ N/m². Tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin bahan sebesar 105 x 10⁶ N/m² sehingga desain poros dinyatakan aman.
2. Tegangan maksimum pada pasak adalah 93,27 x 10⁶ N/m². Tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin bahan sebesar 105 x 10⁶ N/m² sehingga desain pasak dinyatakan aman.
3. Tegangan maksimum pada roller adalah 10,52 x 10⁶ N/m². Tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin bahan sebesar 150 x 10⁶ N/m² sehingga desain roller dinyatakan aman.

4. Tegangan maksimum terbesar pada rangka terjadi pada rangka atas atau *bracket upper bearing* sebesar 44,13 x 10⁶ N/m². Tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin bahan sebesar 150 x 10⁶ N/m² sehingga desain rangka dinyatakan aman.



Gambar 18. Grafik Tegangan Maksimum dan Tegangan Ijin

KESIMPULAN

Kesimpulan yang didapat dari hasil pembahasan pada perancangan alat pengerol pipa *carbon steel* kapasitas 1 ¼ inchi dengan sistem hidrolik antara lain sebagai berikut :

1. Dalam perancangan ini, alat didesain untuk pengerolan pipa *carbon steel* 1 ¼ inchi dan jarak tumpuan 375 mm dengan batas mulur bahan (*Yielding point*) sebesar 250 x 10⁶ N/m². Besarnya gaya minimum yang dibutuhkan untuk mencapai batas mulur (*yielding point*) material pipa adalah 2790,79 N.
2. Dalam perancangan ini, kekuatan alat pengerol pipa didesain untuk gaya maksimum sebesar 4465,276 N. Besarnya gaya tersebut mengacu pada tegangan tarik bahan pipa (*Tensile strength*) sebesar 400 x 10⁶ N/m². Dengan pemberian gaya sebesar 4465,276 N, maka terjadi tegangan sebagai berikut:
 - a. Komponen poros mengalami tegangan sebesar 95,26 x 10⁶ N/m².
 - b. Komponen pasak mengalami tegangan sebesar 93,27 x 10⁶ N/m².
 - c. Komponen roller mengalami tegangan sebesar 10,52 x 10⁶ N/m².

- d. Komponen rangka mengalami tegangan sebesar $44,13 \times 10^6 \text{ N/m}^2$.

Dari hasil tersebut, maka komponen yang mengalami tegangan terbesar adalah poros dengan tegangan maksimum sebesar $95,26 \times 10^6 \text{ N/m}^2$.

3. Sebuah desain dinyatakan aman apabila tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin bahan. Berdasarkan hasil pembahasan, tegangan maksimum yang terjadi pada desain alat pengerol pipa *carbon steel* kapasitas 1 ¼ inchi adalah $95,26 \times 10^6 \text{ N/m}^2$. Tegangan tersebut lebih kecil dari tegangan ijin bahan yaitu $105 \times 10^6 \text{ N/m}^2$. Dengan demikian, desain alat pengerol pipa *carbon steel* kapasitas 1 ¼ inchi dalam perancangan ini dinyatakan aman untuk digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

Mott, R.L., (2004), *Machine Element in Mechanical Design, Fourth Edition*, Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, New Jersey.

Frick, Heinz, (1978), *Mekanika Teknik 1 Statika Dan Kegunaannya*, Kanisius, Yogyakarta.

Frick, Heinz, (1979), *Mekanika Teknik 2 Statika Dan Kegunaannya*, Kanisius, Yogyakarta.

Sonawan, Hery, (2010), *Perancangan Elemen Mesin*, Alfabeta, CV., Bandung.

Popov, E.P., (1984), *Mekanika Teknik*, Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta.