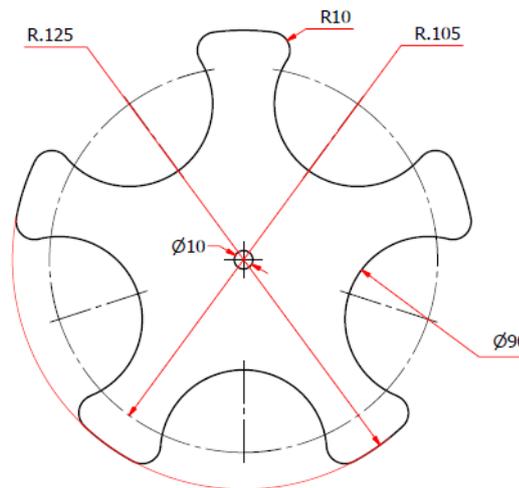


BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1. Perencanaan Kapasitas dan Daya Konveyor

Perancangan alat konveyor pengisian bejana untuk penelitian dilaboratorium menggunakan konveyor dengan jenis beban satuan (*Unit Load*) dan kontruksi pemindahan beban arah pengangkutnya secara horizontal.

Kapasitas berat beban per meter pengangkutan dengan jenis pengangkutan beban satuan. Jika beban perunit (G) 0.5 kg dan jumlah beban dipindahkan 1 bejana (Z), jarak antara unit (a) 0.1318 meter, dan dengan kecepatan laju pengangkutan 0.0275 m/s maka jumlah yang dipindahkan Dapat digunakan persamaan 4.3 :



Gambar. 4.1. Desain Penempatan Gelas Bejana

Menentukan jarak antar unit dari desain dapat dapat dirumuskan seperti dibawah ini :

$$K = 2 \pi r \dots\dots\dots (4.1)$$

$$= 2 \times \frac{22}{7} \times 105 \text{ mm} = 659.4 \text{ mm} = 0.659 \text{ m}$$

Jarak antar gelas sehingga (L) :

$$\frac{659.4 \text{ mm}}{5} = 131.88 \text{ mm}$$

Menentukan kecepatan laju pengangkutan (v) :

$$V = \text{putaran motor listrik} \times \frac{2 \pi r}{60} \dots\dots\dots (4.2)$$

$$= 25 \times \frac{2 \times 3.14 \times 0.105}{60} = 0.0275 \text{ m/s}$$

Menentukan koefisien gesek statis (μ_s) antara akrilik dengan gelas :

$$\begin{aligned} \mu_s &= \frac{F}{N} \dots\dots\dots (4.3) \\ &= \frac{0.22 \text{ kg} \times 9.81}{0.5 \text{ kg} \times 9.81} = \frac{2.0196 \text{ N}}{4.905 \text{ N}} = 0.41 \end{aligned}$$

Dapat disimpulkan pemindahan beban/meter pengangkutan material satuan jika interval jarak Dimana:

$$\begin{aligned} q &= \frac{G.Z}{a} \text{ kg/m} \dots\dots\dots (4.4) \\ &= \frac{0.5 \text{ 1}}{0.1318} = 3.79 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

Dapat ditentukan Kapasitas Konveyer sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q &= 3.6 q v \text{ ton/jam} \dots\dots\dots (4.5) \\ &= 3.6 \times 3.79 \times 0.0275 = 0.375 \text{ ton/jam} \end{aligned}$$

sehingga digunakan perhitungan dengan daya konsumsi yang dibutuhkan pada pemindahan secara horizontal dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N_{\text{fric}} &= \frac{W_{\text{fric}}}{102} = \frac{1000 q L \omega}{3600 \times 102} \\ &= \frac{q L \omega}{367} \text{ Kw} \dots\dots\dots (4.6) \\ &= \frac{3.79 \times 0.659 \times 0.41}{367} = 0.00279 \text{ Kw} = 2.79 \text{ watt} \end{aligned}$$

Dimana: ε = beban/meter pengangkutan

L = jarak angkut

ω = factor gesekan

4.2. Perencanaan Putaran Motor Listrik

Dalam perancangan alat pengisian bejana terdapat motor penggerak untuk menggerakkan gelas bejana secara bergantian dalam Jumlah 5 gelas bejana dengan kapasitas 500ml/gelas. Putaran motor didesain dengan putaran rendah, sehingga untuk pemindahan daya dan rpm ditransmisikan menggunakan roda gigi cacing (*Worm Gear*).

4.2.1. Perhitungan Putaran Motor Penggerak

Jika putaran roda gigi yang berpasangan dinyatakan dalam n_1 (rpm) pada penggerak poros dan n_2 (rpm) pada poros yang digerakan, diameter lingkaran jarak bagi d_1 dan d_2 (mm) dan jumlah pada gigi z_1 dan z_2 , maka perbandingan putaran didapat sebagai berikut :

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m.z_1}{m.z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i} \dots\dots\dots (4.7)$$

Dimana: i = Perbandingan transmisi

m = Modul

Dalam perencanaan putaran roda gigi Dimana sepesifikasi data motor penggerak sebagai berikut:

Kecapatan motor penggerak memiliki 2 fase besaran tegangan yang masuk pada motor listrik yaitu :

- Putaran input 1 (n_1) = 2050 rpm pada tegangan 220 volt
- Putaran input 2 (n_1) = 1700 rpm pada tegangan 150 volt
- Jumlah pada roda gigi (z_2) = 58
- Jumlah gigi ulir cacing : kerana jenis ulir tunggal (z_1) = 1

Untuk perhitungan putaran penggerak yang dihasilkan (n_2), sehingga didapat nilai kalibrasi dengan tegangan listrik (V) yang masuk sebagai berikut :

$$V = n_2 = \frac{n_1}{i} \dots\dots\dots (4.8)$$

Maka :

$n = 2050$ pada tegangan 220 volt

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

$$n_2 = \frac{2050 \text{ rpm}}{58} = 35.3 \text{ diasumsikan } 35 \text{ rpm}$$

$n = 1700$ pada tegangan 150 volt

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

$$n_2 = \frac{1700 \text{ rpm}}{58} = 29.3 \text{ diasumsikan } 29 \text{ rpm}$$

4.3. Perhitungan Pembebanan Pada Poros

Poros digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu tempat ketempat lain. Daya tersebut menghasilkan gaya tangensial dan momen torsi yang berpengaruh kepada elemen yang berhubungan dengan poros tersebut. Poros memiliki beberapa macam jenis berdasarkan pembebanannya, bentuknya, dan material porosnya. Poros dengan beban momen puntiran dapat dirumuskan (Sumber: Sularso,2004)

$$P_d = \frac{\left(\frac{T}{1000}\right) \cdot \left(\frac{2\pi n_1}{60}\right)}{102} \dots\dots\dots (4.9)$$

Sehingga

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots (4.10)$$

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{0.019354 \text{ kW}}{35 \text{ rpm}} = 538.594 \text{ kg.mm}$$

Dimana: T = Momen puntir pada poros (kg.mm)

P_d = Daya rencana (kW)

n_1 = Putaran poros (rpm)

4.3.1. Menentukan Tegangan Geser Sesuai Standar ASME

Sf_1 faktor keaamanan diambil sebesar 5,6 untuk jenis bahan SF (dengan kekuatan yang dijamin) dan 6,0 untuk jenis bahan S-C (dengan pengaruh masa, dan baja paduan) dan Sf_2 digunakan untuk meninjau bagian poros, akan diberi alur pasak atau bentuk bertangga, dipilih harga antar 1,3 – 3,0 bertujuan untuk memperoleh tegangan geser yang diizinkan. Pada perancangan ini poros menggunakan baja karbon konstruksi mesin JIS G 4501 dangan lambing S30C dangan kekutan Tarik 48 kg/mm² yang dapat dilihat pada tabel 4.1 : sehingga dapat ditentukan $Sf_1 = 6,0$ dan $Sf_2 = 1.3$ sehingga dapat digunakan pada rumus (Sumber: Sularso,2004)

$$t_a = \frac{\sigma_b}{(Sf_1 \times Sf_2)} \dots\dots\dots (4.11)$$

$$t_a = \frac{48 \text{ kg/mm}^2}{(6 \times 1.3)} = 6.1538 \text{ kg/mm}^2$$

Dimana: t_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)

σ_b = kekuatan Tarik bahan (kg/mm²)

Kekuatan tarik bahan (σ_b) dapat diperoleh dari tabel baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang didifinisi dingin untuk poros.

Tabel 4.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang didifinisi dingin untuk poros (Sumber: Sularso,2004).

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan Tarik (kg/mm ²)	Ket.
Baja karbon konstruksi mesin (JIS.G.4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	-	52	
	S40C	-	55	
	S45C	-	58	
	S50C	-	62	
	S55C	-	66	
Batang baja yang didifinisi dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digeri nda, dibubut, atau gabungan antara hal lain.
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

4.3.2. Perencanaan Diameter Poros

sehingga factor koreksi diambil dengan jenis pembebanan poros yang berputar sehingga momen puntir (K_t) didapat sebesar 1.5 dan factor koreksi beban lentur jika diperkirakan tidak terjadi pembebanan lentur maka (C_b) didapat sebesar 1.0. Menentukan diameter poros dapat diperoleh dengan rumus (Sumber: Sularso,2004)

$$d_s = \left[\frac{5,1}{t_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \dots\dots\dots (4.12)$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{6.5138 \text{ kg/mm}^2} \times 1,5 \times 1,0 \times 538,594 \text{ kg.mm} \right]^{1/3} = 8.584 \text{ mm}$$

Dimana: d_s = Diameter Poros (mm)

t_a = Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

K_t = Faktor koreksi untuk puntiran

C_b = Factor koreksi untuk terjadinya beban lentur

T = Momen Puntir pada poros (kg.mm)

Menentukan faktor koreksi momen punter (K_t) dan factor koreksi beban lentur (C_b) perlu ditinjau diperkirakan akan terjadi beban lentur di masa mendatang maka perlu d pertimbangkan sesuai yang dianjurkan oleh ASEM dinyatakan pada tabel berikut :

Tabel .4.2 Faktor koreksi jenis pembebanan (Sumber: Sularso,2004).

Jenis Pembebana	C_b	K_t
1. Poros Tetap		
a. Beban Perlahan	1.0	1.0
b. Beban tiba – tiba	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0
2. Poros yang berputar		
a. Beban tumbukan secara halus	1.2	1.0
b. Beban tumbukan / kejutan ringan	1.2 – 1.75	1.0 – 1.5
c. Beban tumbukan / Kejutan berat	1.75 – 2.3	1.5 – 3.0

(Jika diperkirakan tidak terjadi pembebanan lentur maka C_b diambil = 1.0)

4.3.3. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Poros yang dirancang harus dianalisis pengujian kekuatannya. Pemeriksaan dapat dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi pada poros. Jika tegangan geser yang actual atau timbul (τ) lebih besar dari tegangan geser yang diizinkan (t_a), maka perancangan dapat dinyatakan dengan kondisi tidak layak digunakan.

Sehingga besar tegangan geser yang timbul pada poros bila yang terjadi adalah (Sumber: Sularso,2004)

$$\tau = \frac{T}{\left(\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}\right)} = \frac{5,1 T}{d_s^3} \dots\dots\dots (4.13)$$

$$\tau = \frac{5,1 \times 538,594 \text{ kg.mm}}{8.584^3 \text{ mm}} = 4.34 \text{ kg/mm}^2$$

Dimana: τ = Tegangan geser pada poros (kg/mm²)

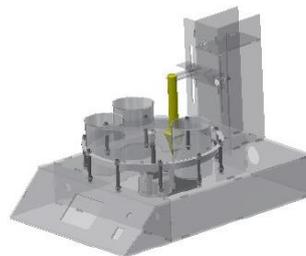
T = Momen puntir rencana (kg.mm)

d_s = Diameter Poros (mm)

Sehingga menurut hasil yang diperoleh dari perhitungan diatas, baha tegangan geser yang timbul lebih keci dari pada tegangan geser yang diizinkan 6.1538 kg/mm². Dapat disimpulkan poros tersebut dalam keadaan layak dan aman digunakan pada alat pengisian bejana yang dirancang untuk memindahkan daya dan putaran yang telah ditentdukan.

4.4. Desain autodask inventor konveyor pengisian bejana

Perancangan desain 3D konveyor pengisian bejana untuk keperluan dilaboraturium menggunakan software autodask inventor dapat dilihat pada Gambar 4.2.:



Gambar. 4.2. Desain Konveyor Pengisi Bejana

4.4.1 Verifikasi Material Perancangan

Material pada software inventor ditentukan pada saat proses pemodelan setiap part tersebut akan diverifikasi untuk jenis bahan yang akan digunakan.

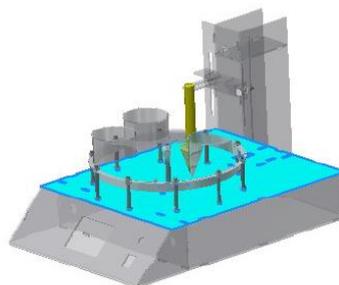
Verifikasi material terdapat pada properties dan terdapat tampilan report dari hasil running simulasi. Seperti pada Tabel 4.3

Tabel. 4.3. Report Simulasi Stress Analisi

Name	PMMA Plastic	
General	Mass Density	1,188 g/cm ³
	Yield Strength	48,9 MPa
	Ultimate Tensile Strength	79,8 MPa
Stress	Young's Modulus	2,74 GPa
	Poisson's Ratio	0,355 ul
	Shear Modulus	1,01107 GPa
Part Name(s)	bagian bawah bagian belakang bagian samping bagian samping bagian tengah bagian belakang 2 bagian atas bagian depan dudukan sensor dudukan selenoid dan flow meter dudukan selenoid dan flow meter dudukan selenoid dan flow meter 1 dudukan katup 2 dudukan katup 1 dudukan katup 3 dudukan katup 3 dudukan bejana	

4.4.2 Menentukan Pembebanan

Menentukan pembebanan maksimal yang dirancang pada alat dengan menentukan constrain atau tumpuan dengan acuan posisi dari rancangan yang dibuat. Untuk pembebanan yang pada alat diasumsikan 10 kg dengan beban maksimal yang akan diterima alat yang ditunjukkan pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3 Pembebanan gaya dengan asumsi beban maksimal 10 kg

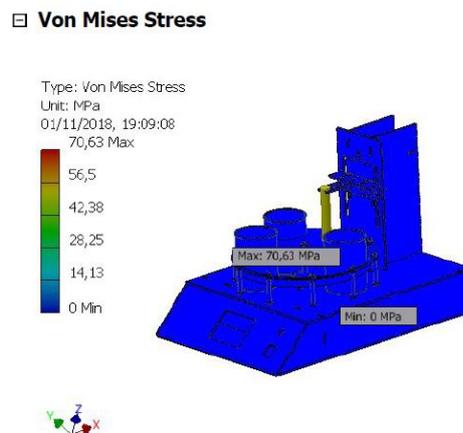
4.4.3 Analisis Struktur Perancangan

Analisis struktur menerapkan metode elemen mesin dari proses sistem benda yang akan dianalisis atau diuji sehingga dalam struktur utamanya menjadi elemen – elemen yang lebih kompleks yang terhubung satu sama lain, dengan proses perhitungan dengan metode *Finite Element Analysis* (FEM).

Setelah dilakukan proses simulasi maka didapat data analisis terdapat beberapa hasil diantaranya *von misses stress*, *1st principal stress*, *3st principal stress*, *displacemen*, dan *safety factor*.

a. *von misses stress*

hasil perhitungan antara tegangan dan regangan ekivalen yang digunakan pada *von misses stress* perancangan alat. Seperti pada Gambar 4.4. hasil dapat dilihat dengan orientasi warna dan angka yang tercantum dengan tegangan maksimum yang terjadi 70.63 Mpa dan tegangan minimum sebesar 0 Mpa.

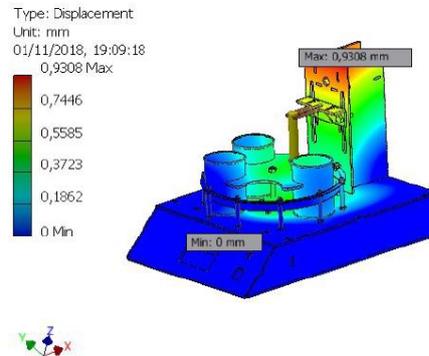


Gambar 4.4. Analisis Equivalent *von misses stress*.

b. *Displacement*

Hasil analisis struktur statis deformasi atau *displacement* adalah hasil total diformasi pada pemodelan. Dari simulasi tersebut menunjukkan total diformasi terbesar ada pada frime atas yang menyangga 0.93 mm dan total diformasi terkecil pada bagian penompang bawah yaitu sebesar 0 mm. ditunjukkan ilustrasi pada Gambar 4.5.

Displacement

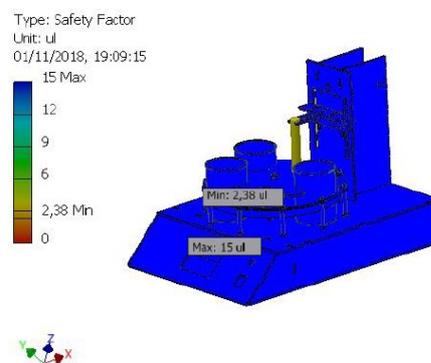


Gambar 4.5. Analisis *displacement*

c. *Safety Factor*

Safety Factor atau faktor keamanan merupakan salah satu hal parameter terpenting untuk menentukan apakah kontruksi perancangan yang dibuat layak tidaknya. *Safety Factor* merupakan perbandingan antara tegangan yang diizinkan dengan tegangan aktual yang terjadi. Kontruksi dinyatakan aman apabila angka keamanannya diatas 1 ul. Hasil dari simulasi perncangan dengan perbandingan tegangan yang diizinkan dengan tegangan aktul didapat hasil min 2.38, sehingga disimpulkan bahwa pernacngan ini layak digunakan dan factor keamanannya baik. Ditunjukkan hasil analisi pada Gambar 4.6.

Safety Factor



Gambar 4.6. Analisis *Safety Factor*