

## Perancangan mesin pengaduk dengan posisi sudut vertikal 77.5°

### *The design of the mixer machine with vertical angle position 77.5°*

Rumzi Yulisman

Program Studi Teknik Mesin, Politeknik Gunakarya Indonesia  
Jl. Cut Mutia Grand Center Blok D. No 24-27 Bekasi, Jawa Barat

\*E-mail korespondensi: rumzi.yulisman@gmail.com

Article Submit: 15/09/2022

Article Revision: 09/10/2022

Article Accepted: 11/10/2022

**Abstrak:** Mesin pengaduk merupakan salah satu komponen terpenting untuk melarutkan dan mencampur suatu larutan, pengaduk ini banyak ditemukan di pasar, namun dalam kondisi tertentu membutuhkan pengaduk yang harus menyesuaikan dengan kebutuhan, seperti; dimensi wadah, putaran pengaduk yang diharapkan, ukuran dan jenis pengaduk yang tepat serta parameter lain. Tujuan dari penelitian ini yaitu untuk menentukan parameter berupa data teknik yang dibutuhkan dalam pembuatan mesin pengaduk. Metode yang dilakukan yaitu membuat perancangan mesin tersebut dengan kebutuhan khusus yaitu menyesuaikan parameter kebutuhan yang tepat. Pada pembuatan mesin pengaduk ini, membutuhkan putaran dengan menyesuaikan kebutuhan yang sudah ditentukan sebelumnya yaitu 80 putaran per menit, diameter poros 2" dengan material 18CrNi8, serta sudut mesin pengaduk 77,5°. Dari data tersebut, kemudian dibuat konsep rancangan mesin pengaduk berupa sket mesin pengaduk disertai dengan melakukan perhitungan untuk mengetahui kelayakan mesin, hingga didapat ukuran minimal poros berdiameter 16 mm dan ukuran maksimal ditentukan sebesar 2", komponen utama menggunakan standar *bearing tapper* berukuran  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 25$  dan *ball bearing* berukuran  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 20$ , serta kemiringan baling sebesar 5,27°. Data teknik ini sangat membantu dalam pembuatan rancangan mesin hingga menjadi mesin yang siap digunakan.

**Kata Kunci:** Pengaduk, putaran, mesin, mencampur

**Abstract:** Agitator machine is one of the important parts in the mixing and dissolve solution process, there are agitator machines in the market, but on the conditional, it shall be adjusting requirement, as; container dimension, expected rotation per minute, type of an agitator machine and critical dimension, etc. The purpose of this study is to determine the parameters in the form of technical data needed in the manufacture of an agitator. The method used is to make the design of the machine with special needs, namely adjusting the parameters of the right needs. The requirement of agitator shaft is 80 rotation per minute, 2" shaft diameter, 18CrNi8 material and 77.5° base on vertical axis. Data requirement will be support to do design concept for feasibility study. Then concluded that; 16 mm diameter and maximal dimensional shaft determined to be 2", tapper bearing  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 25$  and ball bearing  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 20$  as main standard component also 5,27° propeller inclination. This technical data is very helpful in machine design up to machine ready for use.

**Keywords:** Agitator, rotation, machine, mix



## 1. PENDAHULUAN

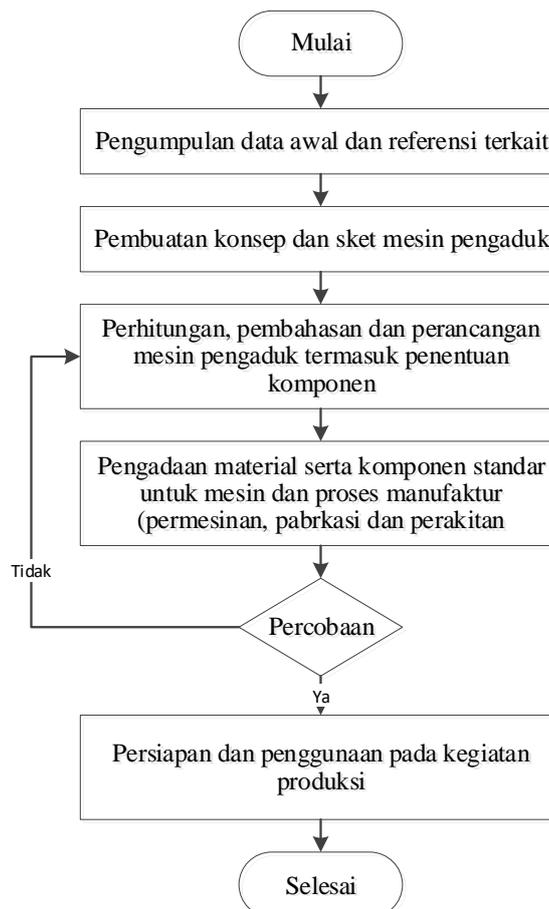
Mesin pengaduk dapat ditemukan di pasar [1], namun mesin pengaduk yang dijual di pasar masih bersifat general. Pada kondisi tertentu sering dibutuhkan mesin pengaduk yang bersifat khusus dikarenakan pengaduk ini merupakan komponen penting dari sistem pencampuran larutan dan ada faktor-faktor lain yang berpengaruh [2].

Solusi dalam mengatasi masalah tersebut bisa dengan melakukan rekayasa mesin yang sudah ada atau membuat mesin pengaduk baru yang dirancang menyesuaikan pada kebutuhan khusus. Tahapan pembuatan mesin ini dilakukan secara berurutan, antara lain; pembuatan konsep dengan pengumpulan data hingga mesin pengaduk siap digunakan.

Pada poros mesin pengaduk ini sudah ditentukan menggunakan poros lebih besar dari perhitungan yang didapat, dengan memanfaatkan motor listrik yang sudah tersedia. Tujuan dari penulisan jurnal ini adalah membahas mengenai penerapan mesin pengaduk pada kondisi tertentu yang bersifat khusus dikarenakan ada faktor-faktor lain yang berpengaruh.

## 2. METODE

Rancangan proses kerja pada mesin pengaduk menggunakan baling-baling yang bergerak secara terus menerus dengan *rotary* vertikal  $77,5^\circ$ . Metode dan proses kegiatan pengerjaan dilakukan dalam beberapa tahap seperti terlampir pada gambar 1 diagram alir proses kegiatan berikut ini;



Gambar 1. Diagram alir proses kegiatan

Pengumpulan data dan referensi terkait diawali dengan menetapkan beberapa komponen utama, seperti komponen penggerak, *chain coupling* (kopling rantai), baling pengaduk serta analisa keterkaitan dengan *impeller power number and reynold number* dan referensi permasalahan yang timbul dari efek mesin pengaduk.

## 2.1 Komponen penggerak dan *chain coupling* (kopling rantai), poros, bantalan

Komponen penggerak menggunakan motor listrik, dengan daya 1 HP, Rpm 1380 direduksi menjadi 30 Rpm, 0,75 Kw, sebagai penghubung menggunakan kopling tetap terdiri dari kopling kaku, kopling luwes, kopling universal. Kopling luwes dibagi lagi menjadi kopling flens luwes, kopling karet ban, kopling karet bintang, kopling gigi dan kopling rantai [3]. Kopling yang digunakan untuk menghubungkan antara poros motor dan poros pengaduk, menggunakan kopling rantai. Kopling rantai yang digunakan mesin pengaduk ini menggunakan kode KC-5014, pemilihan komponen standar ini berdasarkan spesifikasi dari data dimensi poros. Adapun kecepatan dan gaya yang terjadi pada mesin pengaduk ini menggunakan rumus:

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} \text{ m/dt [4]} \quad (1)$$

V = kecepatan (m/dt)

D = diameter (mm)

n = putaran (Rpm)

$$F = \frac{102 \times P}{V} \text{ kg [4]} \quad (2)$$

F = gaya (kg atau N)

P = Daya (Hp atau kW)

V = Kecepatan (m/dt)

## 2.2 Poros dan bantalan

Poros transmisi berfungsi untuk memindahkan tenaga mekanik dari suatu elemen mesin ke elemen berikutnya. Dasar pertimbangan pemilihan material poros ditentukan dari dimensi dan pengaruh gaya yang bekerja pada poros tersebut serta dengan mempertimbangkan faktor pemakaian, ketika beroperasi dalam kondisi maksimal dapat berfungsi baik. Material poros dipilih 18CrNi8 dengan  $\sigma_b = 1180-1420 \text{ N/mm}^2$  [5].

Material baja ini mempunyai bagian permukaan yang keras dan tahan aus atau permukaan yang keras dengan inti yang liat, tidak mudah *fatigue*, material ini merupakan baja karburasi dan baja nitridasi yang ditampilkan pada tabel 1.

Tabel 1. Baja karburasi menurut DIN 17210 dan baja nitridasi [5]

Simbol	No. Bahan	Kadar %				Kekuatan				Pengerasan W = air O = minyak Suhu pengerasan
		C	Mn	Cr	Ni	pijar $HB_{max}$	dalam inti setelah dikeraskan $\sigma_B^*$ N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{s\ mind}^*$ N/mm <sup>2</sup>	$\delta_5$ %	
C10 <sup>4</sup>	1.0301	0,09	0,37	—	—	131	410—510	250	19	W 770—800
C15 <sup>4</sup>	1.0401	0,15	0,37	—	—	140	490—640	290	16	W 770—800
Ck10	1.1121	0,09	0,37	—	—	131	410—510	250	19	W 770—800
Ck15	1.1141	0,15	0,37	—	—	140	490—640	290	16	W 770—800
15Cr3	1.7015	0,15	0,5	0,65	—	183	590—840	390	13	W 770—800
16MnCr5	1.7131	0,16	1,15	0,95	—	203	790—1080	590	10	O 810—840
20MnCr5	1.7147	0,19	1,25	1,15	—	213	980—1280	690	8	O 810—840
15CrNi6	1.5919	0,14	0,5	1,55	1,55	213	880—1180	640	9	O 800—830
18CrNi8	1.5920	0,17	0,5	1,95	1,95	231	1180—1420	780	7	O 800—830
34CrAl6 <sup>2</sup>	1.8504	0,34	0,75	1,35	—	213	740—930	410	14	W 900—950

C10 dan C15 baja kualitas, lainnya merupakan baja mulia, baja nitrasi dengan tambah 0,95% Al, sebelum dinitrasi, *diquench* dan dikeraskan pada temperatur 580 – 650°C.

Kekuatan harga rata-rata untuk baja, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut:

$$\tau b = 0,30 \sigma b \quad [6] \quad (3)$$

$$\tau b = 0,3 \cdot 1180 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau b = 354 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tegangan nominal} \leq \text{tegangan yang diizinkan (iz)} \leq \frac{\text{Karakteristik Bahan K}}{\text{Keamanan} \cdot \text{Faktor pemakaian}} \quad (4)$$

$$\tau b_{iz} \leq \frac{\text{Karakteristik Bahan K}}{\text{Keamanan} \cdot \text{Faktor pemakaian}}$$

$$\tau b_{iz} \leq \frac{\tau b}{S_B \cdot C_B} \quad (5)$$

Diketahui data sebagai berikut;

$$S_F = 1,8$$

$$C_B = 1,25$$

Maka;

$$\tau b_{iz} \leq \frac{123}{1,8 \cdot 1,25} = 54,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau b_{iz} = 54,6 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan batang poros ini bisa terjadi diakibatkan oleh pembebanan secara terus menerus, tegangan tersebut yang memungkinkan adalah tegangan puntir dan tegangan bengkok. Tegangan puntir terjadi akibat dari proses putaran poros saat mengaduk sehingga terbentuk momen puntir ( $M_p$ ), sedangkan tegangan bengkok terjadi akibat pembebanan sehingga terjadi momen bengkok ( $M_b$ ). Tegangan aktual yang terjadi bisa saja lebih rendah dari perhitungan karena beban yang terjadi bukan beban maksimal, namun dalam perhitungan, kemungkinan tegangan terbesar yang menjadi pertimbangan. Dalam menentukan diameter poros dapat menggunakan rumus-rumus terkait, berikut ini;

$$M_r = \sqrt{(M_b \max)^2 + (\alpha M_p \max)^2} \quad (6)$$

$M_r$  = Momen relative

$M_b \max$  = Momen bengkok maksimal

$M_p \max$  = Momen puntir maksimal

$\alpha$  = 1, bila  $M_2 \max$  bisa putar balik

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_r K_t}{\frac{\pi}{32} \tau b}} \quad (7)$$

$d$  = diameter poros

$K_t$  = faktor konsentrasi tegangan  $\approx 1,5$

$\tau_{biz}$  = tegangan yang diizinkan

Ada hubungan antara poros dan bantalan, bantalan berfungsi sebagai penumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding. Perencanaan mesin ini menggunakan bantalan gelinding, yaitu *tapper bearing*  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 25$  dan *ball bearing*  $\varnothing 50/\varnothing 90 \times 20$  [4].

### 2.3 Baling pengaduk, *impeller power number and reynold number*

Baling pengaduk berfungsi sebagai pencampur larutan di dalam media, dengan pola aliran melingkar dan dapat dikombinasikan dengan gerak aksial [7], baling pengaduk ini mempunyai plat baling [8][9]. Untuk mengetahui *Impeller Power Number and Reynold Number*, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini:

$$\text{Impeller Power Number} = P/\rho N^3 D_a^5 \quad (8)$$

$$\text{Reynold Number} = ND_a^2 \rho/\mu \quad (9)$$

P = Daya.

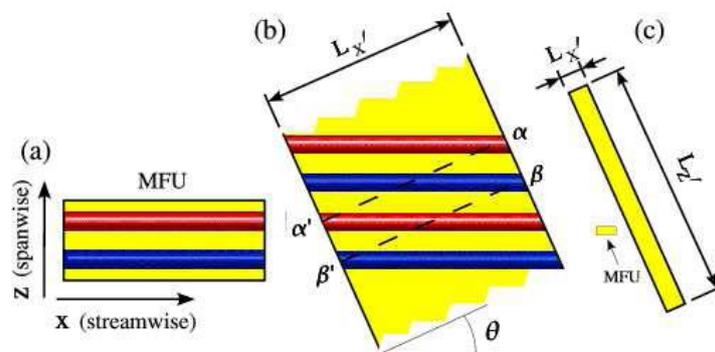
$\rho$  = Berat jenis larutan.

N = Kecepatan.

$D_a$  = diameter baling.

$\mu$  = viskositas cairan.

Ada pengaruh posisi eksentrik pengaduk [10]. Pada saat pencampuran larutan di dalam media akan terjadi unit aliran minimal atau *Minimal Flow Unit* (MFU) [11][12], sehingga bisa terjadi pola *turbulen-laminar* pada daerah bergolak, dan bila disimulasikan unit aliran minimal yang terjadi seperti pada gambar 2 simulasi aliran.



Gambar 2. Simulasi aliran [11].

Keterangan :

- a. Daerah MFU.
- b. Bagian tengah yang terjadi, dari  $\alpha'$  ke  $\alpha$  dan dari  $\beta'$  ke  $\beta$ .
- c. Daerah miring yang terjadi.

Ada beberapa permasalahan yang timbul dari efek proses mesin pengaduk, antara lain [13]:

- Menimbulkan pusaran pada sumbu pusaran larutan.
- Proses pengadukan bisa saja menimbulkan gelembung pada larutan, tidak semua proses bisa menggunakan sistem pengaduk dan disesuaikan dengan tipe cairan.
- Pada perancangan mesin pengaduk, perlu mempertimbangkan daya motor dan menyesuaikan dengan ukuran wadah serta tipe cairan.
- Ketika menghitung daya motor, dihindari menggunakan wadah silinder.
- Sesungguhnya tidak ada sistem yang bersifat universal langsung menyesuaikan pada larutan dan wadah serta tergantung juga dari pengaduk.

- Sesungguhnya tidak ada campuran yang langsung seragam, perlu pengembangan dalam perancangan alat pengaduk.
- Akan terjadi perbedaan tegangan yang bisa menimbulkan poros pengaduk mendapatkan tegangan puntir dan tegangan bengkok.
- Efisiensi dari proses campuran dapat meningkatkan proses pengadukan.

### 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1 Pembuatan konsep dan sket mesin pengaduk.

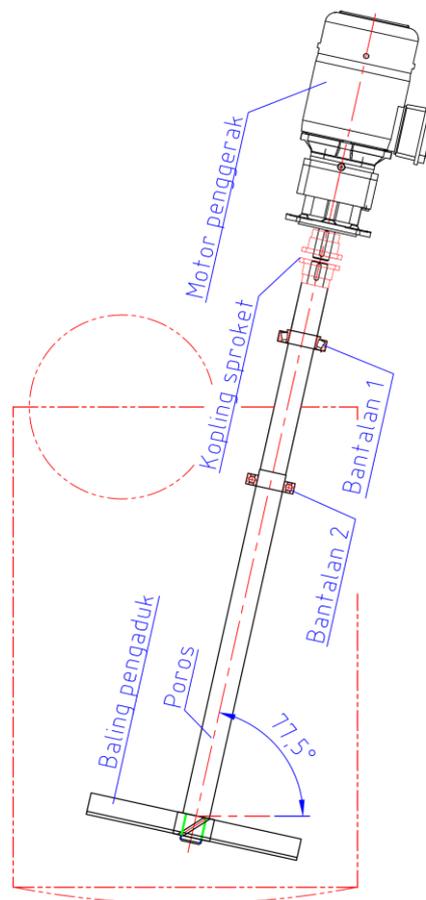
Konsep kerja dan sket mesin pengaduk sangat terkait seperti pada gambar 3 sket mesin pengaduk dengan penjelasan sebagai berikut:

- Poros motor penggerak dihubungkan dengan kopling rantai.
- Putaran poros motor penggerak, meneruskan putaran ke poros.
- Putaran poros melalui bantalan menggerakkan baling pengaduk.

Sedangkan data awal yang ditetapkan berupa data motor beserta *gearbox* seperti berikut;

- P = 1 Hp = 0,75 kW
- 1 Hp = 745,649872 W = 0,75 kW
- 1 kW = 102 kg.m/dt
- Berat = 10 kg
- Putaran = 1380 Rpm

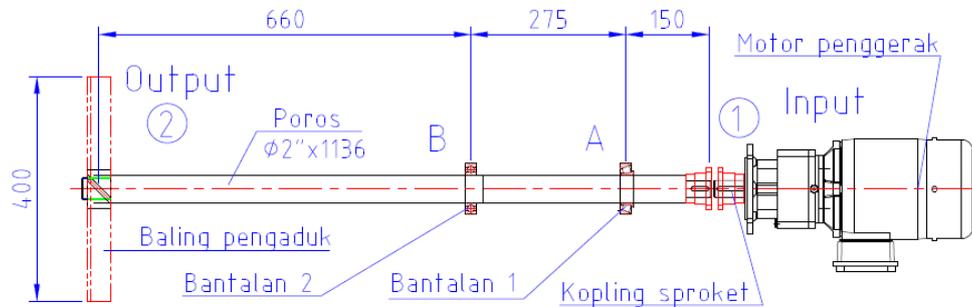
Kemudian putaran 1380 rpm direduksi dengan menggunakan transmisi *helical gear*, sehingga putaran menjadi 80 rpm dan daya sebesar 0.75kW.



Gambar 3. Sket mesin pengaduk

### 3.2 Perhitungan, pembahasan dan perancangan mesin pengaduk

Berikut ini adalah sket untuk memudahkan dalam menjelaskan data komponen seperti terlampir pada gambar 4 sket komponen utama mesin pengaduk



Gambar 4. Sket komponen utama mesin pengaduk

Data motor penggerak seperti terlampir pada gambar 4

$$P = 1 \text{ Hp} = 0,75 \text{ kW}$$

$$1 \text{ Hp} = 745,649872 \text{ W} = 0,75 \text{ kW}$$

$$1 \text{ kW} = 102 \text{ kg.m/dt}$$

$$\text{Berat} = 10 \text{ Kg, Putaran} = 1380 \text{ Rpm}$$

*Gearbox*-nya menggunakan *helical gear* sehingga daya menjadi 0.75kW dan putarannya 80 Rpm, sedangkan data kopling rantai yang digunakan yaitu jumlah gigi sprocket ( $Z$ ) = 13, diameter terluar sprocket ( $OD$ ) = 2,98", serta *Pitch Center Diameter* ( $PCD$ ) = 2,721" = 69 mm. Dari data ini, maka dapat ditentukan data lain sebagai berikut;

Kecepatan

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} \text{ m/dt} \quad (10)$$

$$V = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

$$V = \frac{3,14 \times 69 \times 80}{60 \times 1000}$$

$$V = 0,289 \text{ m/dt}$$

Gaya puntir pada kopling rantai

$$F = \frac{102 \times P}{v} \text{ kg} \quad (11)$$

$$Fr_1 = \frac{102 \times P_1}{V_1}$$

$$Fr_1 = \frac{102 \times 0,75}{0,289}$$

$$Fr_1 = 264,7 \text{ kg}$$

$$Fr_1 = 2594 \text{ N}$$

*Impeller power number* dan *Reynold number*, dapat dihitung dengan cara berikut:

$$\text{Impeller Power Number} \quad (Np) = P/\rho N^3 D_a^5 \quad [8][14][15] \quad (12)$$

$$\text{Reynold Number} \quad (Re) = N D_a^2 \rho / \mu \quad [15] \quad (13)$$

$$P = 0,75 \times 102 \text{ kg.m/dt}$$

$$\rho = 1 \text{ g/cm}^3 [16] = 998,2 \text{ kg/m}^3 [15]$$

$$\mu = 0,001003 \text{ kg/m.dt} [15]$$

$$N = 80 \text{ Rpm} = 4/3 \text{ Rps (dt}^{-1}\text{)}$$

$$D_a = 400 \text{ mm}$$

$$Np = P/\rho N^3 D_a^5$$

$$Np = ((0,75).(102) \text{ (kg.m/dt)})/((998,2 \text{ kg/m}^3).(4/3 \text{ dt}^{-1})^3.(0,4 \text{ m})^5)$$

$$Np = ((76,5).(27))/((998,2).(64).(0,01024))$$

$$Np = 2065,5/654,18 = 3,157 \text{ bergolak secara radial, tidak menimbulkan gas} \quad [8]$$

$$Re = N D_a^2 \rho / \mu$$

$$Re = (4/3 \text{ dt}^{-1}).(0,4 \text{ m})^2.(998,2 \text{ kg/m}^3)/(0,001003 \text{ kg/m.dt})$$

$$Re = 638,848/0,003009 = 212312,396$$

Dari Re ini, dapat disimpulkan bahwa tidak ditentukan secara khusus untuk sudut baling [15]

Momen puntir yang terjadi pada kopling rantai sebesar;

$$M_1 = Fr_1 \times \frac{1}{2} \cdot D_1$$

$$M_1 = 2594 \times \frac{1}{2} \cdot 69$$

$$M_1 = 89493 \text{ Nmm}$$

Momen puntir yang terjadi pada area baling pengaduk (2) disimbolkan dengan  $M_2$  disamakan  $M_1$  nilainya, sehingga diameter poros dan bantalan dibuat sama.

$$M_1 = M_2 = 89493 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = Fr_2 \times \frac{1}{2} D_p$$

Gaya puntir yang terjadi pada kopling rantai sebesar;

$$Fr_2 = \text{Gaya yang terjadi pada baling pengaduk}$$

$$D_p = \text{Diameter baling pengaduk}$$

$$Fr_2 = \frac{M_2}{\frac{1}{2} D_n} = \frac{2 \times M_2}{D_n} = \frac{2 \times 89493}{400} = 447,465 \text{ N}$$

Maka didapat gaya putar baling yang terdapat pada mesin pengaduk sebesar  $Fr_2 = 447,465 \text{ N}$ , sedangkan gaya yang dibutuhkan pengaduk dengan 3 baling sebesar  $Fr_0 = 149,155 \text{ N}$ . Berat poros pengaduk didapat berdasarkan data dari gambar 3.2 sket komponen utama mesin pengaduk yaitu diameter poros 2", panjang total 1136 mm.

Volume :

$$V = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot L$$

$$V = \frac{1}{4} \pi (2,25,4)^2 \cdot 1136$$

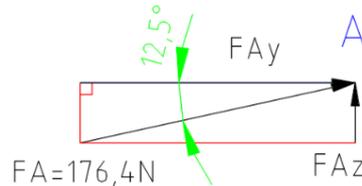
$$V = 2302478,785 \text{ mm}^3$$

$$V = 2302,478785 \text{ cm}^3$$

$$V = 2,302478,785 \text{ dm}^3$$

$$V = 0,002302478785 \text{ m}^3$$

Sebagai acuan menentukan berat poros, dapat diasumsikan berdasarkan berat jenis besi murni  $7,88 \text{ g/cm}^3$  [16], sehingga berat poros didapat  $0,018124 \text{ ton}$  atau sebesar  $18 \text{ kg}$ . Maka data pada gambar 3.3 analisa gaya poin A ( $F_A$ ) sebesar  $176,4 \text{ N}$ . Untuk mengetahui gaya yang terjadi pada poin A, menggunakan analisa dan perhitungan seperti pada gambar 5 analisa gaya poin A



Gambar 5. Analisa gaya poin A

$$\sin 12,5^\circ = \frac{FAz}{FA}$$

$$FAz = FA \sin 12,5^\circ$$

$$FAz = 176,4 \sin 12,5^\circ$$

$$FAz = 38,18 \text{ N}$$

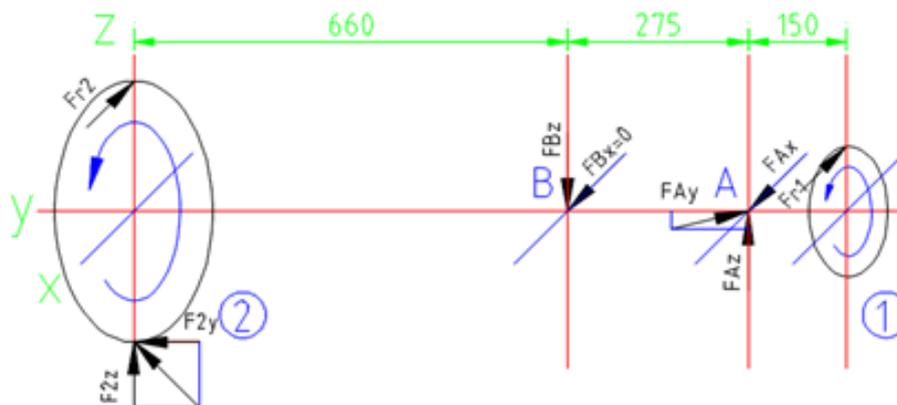
$$\cos 12,5^\circ = \frac{FAy}{FA}$$

$$FAy = FA \cos 12,5^\circ$$

$$FAy = 176,4 \cos 12,5^\circ$$

$$FAy = 172,22 \text{ N}$$

Gaya yang terjadi secara keseluruhan dapat dilakukan dengan arah gaya dan momen seperti terlampir pada gambar 6 analisa gaya.



Gambar 6. Analisa gaya

$$\sum MB_{xy} = 0$$

$$0 = -F_{2z} \cdot 660 + F_{Az} \cdot 275 + 0$$

$$F_{2z} = \frac{(38,18 \times 275)}{660}$$

$$F_{2z} = 15,9 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$0 = F_{Az} - F_{Bz} + F_{2z}$$

$$F_{Bz} = F_{Az} + F_{2z}$$

$$F_{Bz} = 38,18 + 15,9$$

$$F_{Bz} = 54,08 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$0 = F_{Ay} - F_{2y}$$

$$F_{2y} = F_{Ay}$$

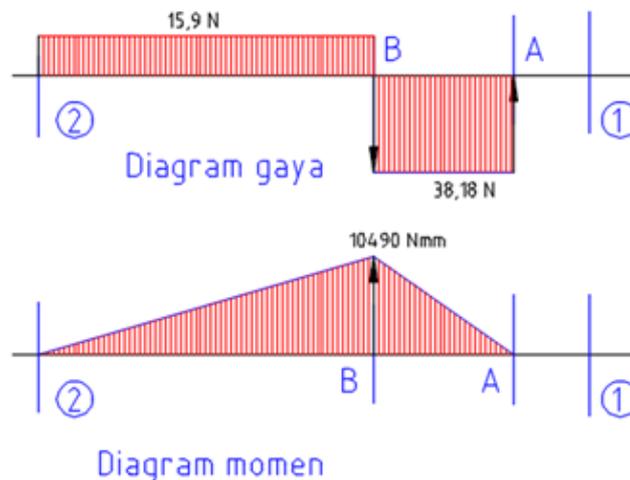
$$F_{2y} = 172,22 \text{ N}$$

Sudut kemiringan baling didapat dengan cara berikut ini, yaitu sebesar 5,27°

$$\tan \alpha = \frac{F_{2z}}{F_{2y}}$$

$$\alpha = \arctan \frac{15,9}{172,22} = 5,27^\circ$$

Gaya dan momen bending yang terjadi seperti pada gambar 7 diagram gaya dan momen



Gambar 7. Diagram gaya dan momen

Bahan poros menggunakan bahan 18CrNi8 dengan kekuatan  $(\tau_b) = 354 \text{ N/mm}^2$  dan  $\tau_{bz} = 157 \text{ N/mm}^2$  (14)

$$M_r = \sqrt{(M_b \max)^2 + (\alpha M_p \max)^2} \quad (15)$$

$$M_r = \sqrt{(89493)^2 + (1 \times 10490)^2}$$

$$M_r = \sqrt{8008997049 + 110040100}$$

$$M_r = \sqrt{8119037149}$$

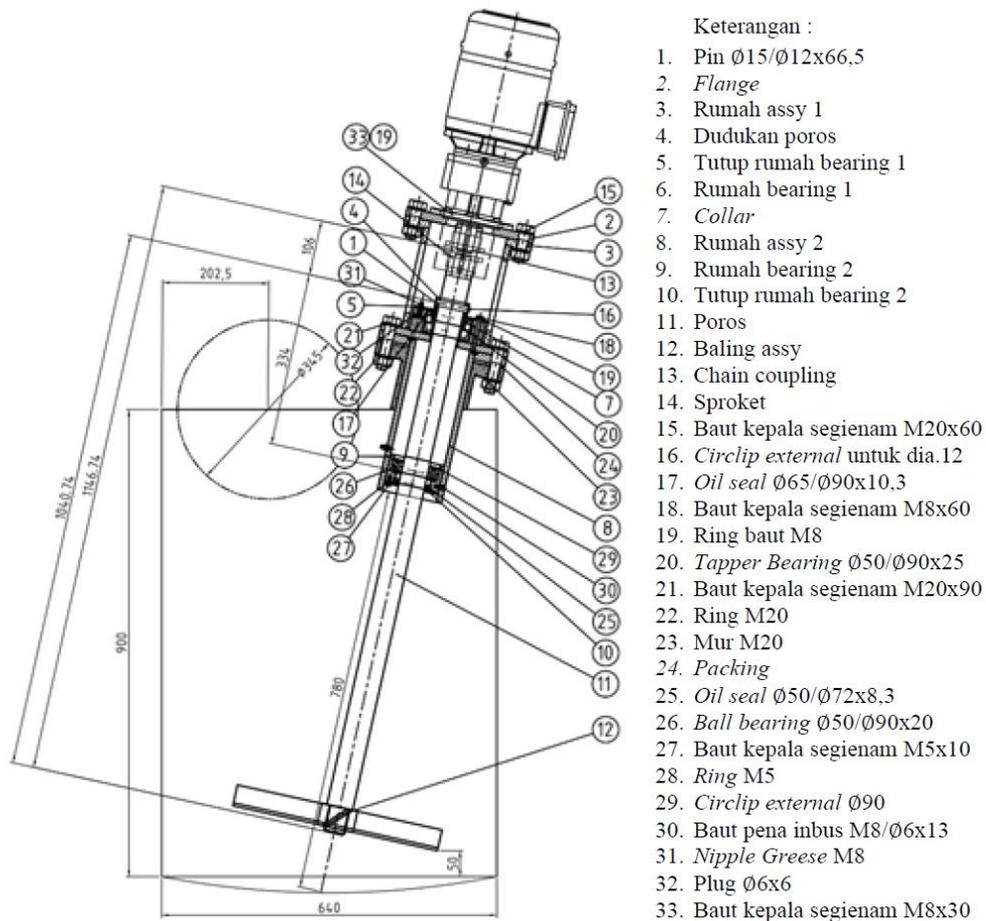
$$M_r = 90105,7 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_r K_t}{\frac{\pi}{32} \tau_b i z}} \quad (16)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{90105,7 \times 1,5}{\frac{\pi}{32} \times 157}} = 16 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka diameter poros minimal didapat 16 mm

Perancangan mesin pengaduk dibuat mengacu pada data yang didapat seperti perhitungan diatas dan membuat kelengkapan perancangan beserta keterangan komponen seperti pada gambar 8 perancangan mesin pengaduk. Setelah perancangan termasuk *BOM (Bill of Material)* ditentukan, kemudian dilanjutkan pada proses pengadaan material, komponen standar untuk kelengkapan mesin pengaduk beserta proses manufaktur dengan proses permesinan, pabrikan dan perakitan



Gambar 8 perancangan mesin pengaduk

Diameter poros yang digunakan  $d > 16 \text{ mm}$ , sedangkan ukuran poros maksimal sesuai dengan ukuran yang ditetapkan besar  $\approx 2 \text{ inch}$ , bantalan menggunakan *tapper bearing Ø50/Ø90x25* dan *ball bearing Ø50/Ø90x20*, berdasarkan diameter poros yang digunakan. Berikut ini adalah bentuk mesin yang sudah dibuat dan dirakit seperti pada gambar 9 mesin pengaduk. Mesin pengaduk ini kemudian dilakukan percobaan (*trial*) serta dianalisa. Seandainya masih terdapat ketidak sesuaian maka ditinjau

kembali mengenai pengadaan material dan alat serta komponen standar untuk mesin termasuk proses manufakturnya.



Gambar 9. Mesin pengaduk

Apabila percobaan dan analisa sudah sesuai maka dilakukan persiapan untuk diaplikasikan pada kegiatan produksi. Adapun kondisi terpasang di lokasi, gambar mesin pengaduk ini seperti terlampir pada gambar 10 mesin pengaduk terpasang



Gambar 10. Mesin pengaduk terpasang

### 3 SIMPULAN

Data teknik yang digunakan pada pembuatan mesin pengaduk yaitu daya motor 1 Hp dengan berat 10 kg, putaran poros 1380 Rpm direduksi melalui *helical gear* hingga putaran poros menjadi 80 Rpm, menggunakan transmisi kopling rantai dengan jumlah gigi 13, PCD 2,721”, kecepatan didapat 0,289 m/dt, gaya radial 1 dan 2 didapat 2594 N dan 447,465 N dengan momen yang terjadi sebesar 89493 Nmm, diameter poros pengaduk yang digunakan 2”, *tapper bearing* Ø50/Ø90x25 dan *ball bearing* Ø50/Ø90x20. Dari data teknik ini sangat membantu dalam pembuatan rancangan mesin hingga menjadi mesin yang siap digunakan.

### REFERENSI

- [1] N. Anas Rullah, “Perancangan Mesin Distribusi Grease Di PT. XYZ Dengan Metode VDI 2221,” *Tek. Mesin*, vol. 08, 2019.
- [2] K. Aidil, Haryanto. Seri, Intan, “Design Optimization Of Agitator For Hydroponic Nutrient Mixer With Natural Frequency Consideration,” *Ris. Teknol. Ind.*, vol. 13, p. 12, 2019.
- [3] K. S. Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita, 2016.
- [4] PSG College of Technology, *Design Data*, Revise Edi. Coimbatore: M/s. DPV PRINTERS, 1995.
- [5] B. P. G. Niemann, Anton Budiman, *Elemen Mesin*, Kedua. Jakarta: Erlangga, 2016.

- [6] R. Yulisman, *Perancangan Konveyor Sekrup*. Pustaka Kreasi Mandiri, 2021.
- [7] R. R. Marian Kordas, Grzegorz Story, Maciej Konopacki, "Study of Mixing Time in a Liquid Vessel with Rotating and Reciprocating Agitator," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2013, doi: dx.doi.org/10.1021/ie303086r.
- [8] A. B. Mary C. Lehn, Kevin J. Myers, "Agitator Design for Solids Suspension under Gassed Conditions," vol. 77, pp. 1065–1071, 1999.
- [9] A. Alonzo-Garcia, "PIV and dynamic LES of the turbulent stream and mixing induced by a V-grooved blade axial agitator," *Chem. Eng.*, vol. 374, 2019.
- [10] J. S. Joanna Karcz, "An Effect of the Eccentric Position of the Propeller Agitator on the Mixing Time," *Chem. Pap. Acad. Sci.*, vol. 1/1, pp. 9–14, 2004.
- [11] D. Barkley and L. S. Tuckerman, "Computational study of turbulent laminar patterns in couette flow," *Phys. Rev. Lett.*, vol. 94, no. 1, pp. 1–4, 2005, doi: 10.1103/PhysRevLett.94.014502.
- [12] J. and D. J. Tomáš, "Application of Theoretical and Experimental Findings for Optimization of Mixing Processes and Equipment," 2020, doi: 10.3390/pr8080955.
- [13] S. A. Ambhore, P. D. A. Deshmukh, and P. R. S. Surase, "Geometry and Architecture of Mixing Agitator – A Review," *Ijsart J.*, vol. 3, no. 3, pp. 1–5, 2017.
- [14] R. H. Pardeshi and I. M. Quraishi, "Review on Design of Agitator to Optimize its Performance," *Int. J. Sci. Res. Dev.*, vol. 3, no. 09, pp. 605–607, 2015.
- [15] M. Jaszczur, A. Młynarczykowska, and L. Demurtas, "Effect of impeller design on power characteristics and Newtonian fluids mixing efficiency in a mechanically agitated vessel at low reynolds numbers," *Energies*, vol. 13, no. 3, 2020.
- [16] M. T. S. SA'TI, *Buku Polyteknik*. Bandung: Mondar Maju, 1999.
- [17] M. Liu, N. Wang, X. Chen, Y. Shan, and J. Li, "Design of feed screw conveyor," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, vol. 1601, no. 6. doi: 10.1088/1742-6596/1601/6/062005.