

Perancangan Mesin Pengayak Pasir Dengan Kapasitas 6,5 m³/jam Dari *Bottom Ash* Di PLTU Labuhan Angin

Enzo W. B. Siahaan, S.T, M.T

Dosen Teknik Mesin Universitas Darma Agung

ABSTRAK

Dengan makin berkembangnya ilmu pengetahuan dan teknologi, telah mempengaruhi pola pikir manusia untuk melakukan perubahan-perubahan dalam melakukan proses produksi yang bertujuan untuk mendapatkan efisiensi dalam menekan biaya produksi. Saat ini proses pengayakan pasir yang awalnya dilakukan manual, pada industri telah ditingkatkan dengan menggunakan mesin. Hal ini bertujuan untuk mempermudah dalam pekerjaan, mengurangi biaya produksi karena meminimalisir menggunakan tenaga manusia serta dapat mempercepat dalam menghasilkan pasir ayakan yang sesuai dengan kriteria. Mesin pengayak pasir ini direncanakan untuk memenuhi kebutuhan pasir sebagai media penyimpan panas pada proses pembakaran di dalam boiler untuk meningkatkan efisiensi. Dengan mesin ini dapat dihasilkan pasir dengan ukuran ≤ 0.5 mm dengan kapasitas pengayakan pasir 6,5 m³/jam. Bagian-bagian utama mesin dimulai dari pemilihan motor penggerak, perencanaan kerangka, puli, poros, sabuk dan bantalan serta metode pemeliharaannya. Mesin ini digerakkan dengan daya 3 HP dan putaran 1425 rpm, diteruskan ke puli penggerak yang berdiameter 3 inci. Puli penggerak dihubungkan oleh v belt untuk menggerakkan puli yang berdiameter 10 inci. Sehingga putaran diturunkan menjadi 427 rpm. Puli memutar poros dengan diameter 30 mm yang dipasang bantalan eksentrik untuk menggetarkan ayakan pasir.

Kata Kunci : Pengayak Pasir, Motor, Puli

1. PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

PT. PLN (Persero) merupakan perusahaan listrik negara yang memiliki aset di seluruh pelosok Indonesia. Salah satunya pembangkit milik perusahaan ini berada di Sumatera Utara tepatnya yaitu PLTU Labuhan Angin. Secara geografis lokasinya terletak ± 20 km arah barat kota Sibolga di tepi pantai teluk Tapian Nauli pada 1^o Lintang Utara dan 98^o Bujur Timur. PLTU ini mempunyai luas area sekitar 50 Ha dan memiliki kapasitas 2 x 115 MW.

PLTU Labuhan Angin ini dalam pelaksanaan pembangunannya dilakukan di bawah koordinasi antara PT. PLN

(Persero) Pikitring Sumatera Bagian Utara yang dalam hal ini ditunjuk Pejabat Site Project Manager dibantu oleh PT. Prima Layanan Nasional Enjiniring (PLN-E) sebagai konsultan untuk melakukan pekerjaan supervisi konstruksi dengan kontraktor pelaksana China National Machinery and Equipment Import and Export Corporation (CMEC).

Di PT PLN (Persero) Pembangunan Sumatera Bagian Utara khususnya Sektor Pembangunan Labuhan Angin, abu berat atau *bottom ash* sudah menjadi perhatian khusus. Masalah ini terjadi karena *conveying system* tidak bisa *autostart* yang disebabkan muncul indikasi *NOT*

READY. Hal ini terjadi karena beberapa hal, diantaranya:

1. Jika *inlet dome valve* atau *outlet dome valve* atau *conveying valve error* (indikasi pada ruang kontrol berwarna kuning dan muncul *warning NOT READY*).
2. Jika *seal* dari *ball valve* bocor, maka akan mempengaruhi *inlet dome valve* sehingga menjadi *error*.
3. Jika udara pendorong dari *conveying service air* lembab, sehingga abu berat tidak dapat didorong (dihembuskan) ke *bottom ash silo*.

Selain masalah *conveying system* yang tidak bisa *autostart*, kendala lain yaitu:

1. Banyaknya air yang tergenang di lantai dasar *bottom ash* sistem pada saat hujan sehingga pipa pembuangan abu berat (*bottom ash*) tersumbat.
2. *Filter* atau *strainer bottom ash system* terlalu besar sehingga banyak abu berat yang masuk ke *vessel bottom ash system* yang mengakibatkan tersumbatnya di pipa pembuangan abu berat (*bottom ash*).

Efek selanjutnya, abu berat (*bottom ash*) dioperasikan dengan menggunakan pipa buatan yang dijatuhkan langsung ke lantai dari *stripper collar* tanpa melewati *bottom ash system* sebelum dilakukan proses daur ulang (pengayakan).

Setelah kami mengetahui beberapa kendala diatas ternyata masih banyak kekurangan dan masih dipandang belum efisien, maka dari itu kami membuat perancangan mesin pengayak pasir daur ulang pada PLTU Labuhan Angin yang akan menyempurnakan kekurangan tadi.

B. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam proses perancangan yang akan dibahas dan dikaji antara lain :

1. Penentuan kapasitas pengayakan pasir.
2. Menghitung daya yang dibutuhkan untuk proses pengayakan.
3. Merencanakan komponen-komponen mesin pengayak pasir.

Penjelasan umum mesin pengayak pasir dan pemeliharaannya.

C. Tujuan Perancangan

Adapun tujuan dari perancangan mesin pengayak pasir daur ulang adalah sebagai berikut :

1. Mengaplikasikan disiplin ilmu yang diperoleh selama duduk di bangku kuliah.
2. Dapat merancang suatu alat untuk mengayak pasir daur ulang untuk keperluan pembakaran di boiler.
3. Ikut berpartisipasi dalam menyumbangkan ide yang berbasis teknologi tepat guna.

Untuk mengetahui cara merancang komponen-komponen mesin dan efisiensi, daya, putaran dan kapasitas alat pengayak pasir yang telah dirancang yaitu termasuk fungsi dan mekanisme kerja mesin.

D. Manfaat Perancangan

Adapun manfaat dari perancangan pengayak pasir daur ulang ini adalah:

1. Untuk mengurangi biaya operasional unit.
2. Mengandalkan pasir lokal sebagai media untuk membakar batubara di *furnace* dan sesuai dengan spesifikasi boiler PLTU Labuhan Angin.

3. Menjaga kebersihan lingkungan di sekitar PLTU Labuhan Angin dengan tujuan kinerja PLN Sektor Pembangkitan Labuhan Angin bertambah baik.

2. LANDASAN TEORITIS

2.1. Mekanisme dan Prinsip Kerja *Bottom Ash System*

Salah satu cara untuk mengatasi limbah abu berat di PLTU Labuhan Angin adalah dengan *bottom ash system*. *Bottom ash system* adalah peralatan yang berfungsi untuk mentransfer abu berat (*bottom ash*) dengan menggunakan udara tekan (*compressor*) sampai ke *bottom ash silo* sebelum dipakai kembali.



Gambar 1. *Bottom Ash System*.

Prinsip kerja dari *bottom ash system* adalah dengan menggunakan udara tekan (*compressor*) sebagai media pendorong abu berat (*bottom ash*) di dalam pipa pembuangan yang akan menuju *bottom ash silo*. Abu berat (*bottom ash*) yang dijatuhkan (dioperasikan) dari *stripper cooler* akan ditampung di *hopper bottom ash* (untuk sementara), kemudian *inlet dome valve* dibuka agar abu berat (*bottom ash*) jatuh ke *vessel bottom ash*, yang mana akan dihembuskan oleh udara tekan (*compressor*) sampai ke *bottom ash silo* dan kemudian *outlet dome valve* menutup dan siklus pengoperasian berulang-ulang sampai *stripper cooler* di stop oleh operator boiler DCS.

2.2. Komponen Utama Pada *Bottom Ash System*

Pada sistem transfer *bottom ash* terdapat beberapa komponen yang saling berkaitan untuk melakukan fungsi yang sama yaitu memindahkan pasir yang sudah tidak dimanfaatkan lagi pada pembakaran di dalam boiler untuk dialirkan ke penampungan akhir. Adapun komponen-komponen utama pada *bottom ash system* adalah sebagai berikut:

1. *Service Air Compressor*
2. Pengering Udara
3. *Stripper Cooler*
4. *Dome Valve*
5. Pipa *Conveying*
6. *Bottom Ash Silo*

2.3. Spesifikasi Pasir Untuk Kebutuhan Boiler CFB

Pasir adalah salah satu bahan yang sangat dibutuhkan di PLTU Labuhan Angin, karena PLTU Labuhan Angin adalah boiler type CFB dengan daya terpasang 2x115 MW. Pasir berfungsi untuk menyimpan panas yang kemudian ditransfer ke batubara ketika terjadi persinggungan antara batubara dengan pasir, sehingga batubara cepat terbakar.

Pasir yang direkomendasikan adalah pasir jenis kuarsa atau yang mengandung SiO_2 antara 70 – 85 %. Pasir kuarsa atau silika adalah jenis pasir yang banyak dimanfaatkan dalam kehidupan manusia misalnya untuk bahan baku kaca, keramik, dan saringan air.

Pasir silika merupakan mineral yang umum ditemukan di kerak kontinen bumi. Pasir kuarsa memiliki struktur kristal heksagonal yang terbuat dari silika trigonal terkristalisasi (*silika dioksida, SiO_2*), dengan skala kekerasan

Mohs 7 dan densitas 2,65 g/cm³. Bentuk pasir kuarsa prisma segienam yang memiliki ujung primida segienam.

PLTU Labuhan Angin menggunakan pasir kuarsa sebagai media menyimpan panas untuk membakar batubara di ruang bakar (*furnace*). Adapun spesifikasi pasir kuarsa yang dibutuhkan di ruang bakar (*furnace*) yang sesuai rekomendasi *Foster Wheeler* adalah:

Tabel 1: Spesifikasi pasir yang direkomendasikan oleh Foster Wheeler.

No.	Kandungan	Percent (%)
1.	SiO ₂	70 - 85
2.	Al ₂ O ₃	5 -15
3.	Fe ₂ O ₃	1 - 5
4.	CaO	0.5 - 2.0
5.	Na ₂ O	1.0 - 2.0
6.	K ₂ O	2.0 - 3.0
7.	Moisture	0.0 - 1.0

2.4. Dasar Perencanaan Elemen Mesin

2.4.1. Perencanaan Kapasitas Material

Dalam menentukan kapasitas material, dipengaruhi oleh luasan bak ayakan dan getaran dari kopleng eksentrik. Kopleng dalam dalam hal ini menggunakan bantalan eksentrik yang ditransmisikan untuk menggetarkan bak ayakan. Penentuan putaran yang direncanakan juga sangat diperlukan dalam menentukan kapasitas ayakan. Dengan diketahuinya kecepatan turun material dan penampang aliran, maka kapasitasnya dapat ditentukan.

$$Q = v \cdot A \quad (2.1)$$

2.4.2. Perhitungan Daya Motor

Dalam perhitungan daya digunakan persamaan :

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60 \cdot 1000} \quad (2.2)$$

$$T = F \cdot r \quad (2.3)$$

$$F = m \cdot v^2 / r \quad (2.4)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r \quad (2.5)$$

$$T_2 = I \cdot \alpha \quad (2.6)$$

$$P_d = P \cdot f_c \quad (2.7)$$

Untuk mengetahui kebutuhan daya dari komponen-komponen utama mesin yang dirancang, beban dan kapasitas mesin pengayak pasir, maka perlu dilakukan analisa-analisa perhitungan agar dapat mengetahui besarnya kebutuhan daya yang diperlukan dalam perancangan mesin ini.

Dengan demikian sering kali diperlukan koreksi daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi pada perencanaan, berikut bisa kita lihat pada tabel 2.2 yaitu faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan f_c (Sularso, 1997, halaman7)

Tabel 2 : Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan f_c .

Daya yang ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang ditransmisikan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya nominal	1,0 - 1,5

2.4.3. Perencanaan Poros

2.4.3.1. Pemilihan Bahan Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dilakukan oleh poros. Secara teoritis macam-macam poros yang digunakan pada mesin-mesin antara lain:

1. Poros Transmisi : Poros jenis ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur yang ditransmisikan

melalui kopling, roda gigi, puli, sabuk atau *sprocket* rantai dan lain-lain.

2. *Spindel* : Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama, mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran disebut *spindle*. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya lebih teliti.
3. Gandar : Poros seperti ini sering digunakan pada roda-roda kereta barang dimana tidak mendapat momen puntir.

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal yang perlu diperhatikan adalah:

1. Kekuatan Poros
2. Kekakuan Poros
3. Putaran Kritis

2.4.3.2. Menentukan Ukuran dan Kekuatan Poros Penggerak Mesin

Dalam perencanaan mesin ini, digunakan poros yang berfungsi sebagai poros penggerak tuas tunggal, poros perantara, poros penggerak dan pemutar sudu. Untuk merencanakan diameter poros yang sesuai dapat dihitung dengan menggunakan persamaan rumus-rumus sebagai berikut:

1. Menentukan momen puntir atau torsi yang terjadi.

$$T = 9,74.105. \frac{Pd}{n_1} \quad (2.8)$$

2. Menentukan diameter poros yang diizinkan

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \quad (2.9)$$

3. Menentukan / pemeriksaan sudut puntir yang terjadi.

$$\theta = 548 \cdot \frac{T \cdot L}{G \cdot d_s^4} \quad (2.10)$$

4. Menentukan tegangan geser izin (τ) bahan poros adalah:

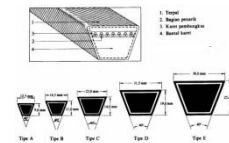
$$\tau = 5,1 \left[\frac{T}{d_s^3} \right] \text{ kg/mm}^2 \quad (2.11)$$

5. Menentukan tegangan geser yang terjadi (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (2.12)$$

2.4.4. Perencanaan Sabuk

Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk - V karena mudah penggunaannya dan harganya murah, tetapi sabuk ini sering terjadi slip sehingga tidak dapat meneruskan putaran dengan perbandingan yang cepat. Sabuk terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Dalam gambar 2.5 Diberikan berbagai proposisi penampang sabuk - V yang umum dipakai.



Gambar 2. Ukuran penampang sabuk V.

Sabuk dipasang pada puli dengan alur meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya dapat mencapai 5 meter dengan perbandingan putaran 1 : 1 sampai dengan 7 : 1.

Menentukan kecepatan linear sabuk V (Sularso, 1997, halaman166) :

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (2.13)$$

Perbandingan transmisi :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp}{dp} \quad (2.14)$$

Menentukan panjang keliling sabuk V :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2(dp + Dp) + 4C} (Dp + dp)^2 \quad (2.15)$$

Jika jarak sabuk yang digunakan lebih panjang dari sabuk yang diperoleh dari perhitungan maka jarak antara sumbu poros harus diperpanjang, jarak antara sumbu puli yang sebenarnya adalah :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (2.16)$$

Sudut kontak dan puli penggerak adalah :

$$\theta = 180^\circ \cdot \frac{57(D_p - d_p)}{C} \quad (2.17)$$

Gaya tarik efektif sabuk :

$$F_e = T_1 - T_2$$

$$F_e = \frac{102 \cdot P}{v} \quad (2.18)$$

Tegangan sabuk :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \quad (2.19)$$

2.4.5. Perencanaan Puli

Puli merupakan bagian penting dari mesin-mesin sehingga dalam pembuatan puli perlu dipertimbangkan baik kekuatan puli, proses pengerjaan dan nilai ekonomis bahan puli. Bentuk alur dan tempat dudukan sabuk pada puli disesuaikan dengan bentuk penampang sabuk yang digunakan.

Jika putaran puli penggerak dan yang digerakkan berturut-turut adalah n_1 dan n_2 (rpm) dan diameter nominal masing-masing d_p dan D_p (mm). Sabuk V biasanya digunakan untuk menurunkan putaran, maka perbandingan yang umum dipakai ialah perbandingan reduksi I ($i > 1$) (Sularso, 1997, halaman 166).

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} \quad (2.20)$$

2.4.6. Perencanaan Bantalan

Bantalan (*bearing*) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban. Sehingga putaran atau gerakan bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan Luncur
 - b. Bantalan Gelinding
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. Bantalan Radial
 - b. Bantalan Aksial
 - c. Bantalan Gelinding Khusus

Untuk menentukan bantalan, pertama harus ditentukan kapasitas nominal dinamis spesifik dengan rumus :

1. Menghitung beban ekuivalen dinamis p (kg) dapat diketahui menggunakan persamaan :

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2.21)$$

2. Menentukan Gaya aksial (F_a)

$$F_a = F_a / C_o \cdot C \quad (2.22)$$

3. Menentukan faktor kecepatan (f_n) adalah :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3} \quad (2.23)$$

4. Menentukan faktor umur bantalan

$$f_h = f_n \frac{C}{P_r} \quad (2.24)$$

5. Umur nominal bantalan (L_h) untuk bantalan bola adalah :

$$L_h = 500 \cdot (f_h)^3 \quad (2.25)$$

Untuk pemakaian mesin yang kontinue atau pemakaian sebentar-sebentar, L_h = lama pemakaian yangizinkan = 5000 s.d 15000 jam

3. METODE PERANCANGAN

Adapun metode perancangan yang dilakukan adalah dengan merancang hal-hal berikut :

1. Merencanakan kapasitas pengayakan.
2. Merencanakan daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin pengayak pasir.
3. Merencanakan komponen-komponen mesin pengayak pasir seperti : poros, pasak, puli, sabuk, dan bantalan pada mesin pengayak pasir.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perhitungan Kapasitas Material

Dalam menentukan kapasitas material, dipengaruhi oleh luasan bak ayakan dan getaran dari kopling eksentrik, dimana putaran yang direncanakan adalah 400 rpm = 6,6 putaran/detik, dengan rencana kemiringan ayakan 10^0 , diperkirakan material bergerak turun 10 mm tiap putaran atau 0.01 m/putaran, maka dapat diasumsikan kecepatan material (v).

$$v = 6,6 \text{ putaran/s} \cdot 0,01 \text{ m/putaran}$$
$$v = 0,066 \text{ m/s}$$

Luas penampang aliran (A) :

Tinggi maksimum material = 40 mm = 0,04 m

Lebar ayakan = 850 mm = 0,85 m

$$\text{Maka } A = \text{Lebar} \times \text{Tinggi}$$
$$= 0,85 \text{ m} \times 0,03 \text{ m}$$
$$= 0,03 \text{ m}^2$$

Dengan diketahuinya kecepatan turun material dan penampang aliran, maka kapasitasnya dapat ditentukan :

$$Q = v \cdot A$$
$$= 0,066 \text{ m/s} \cdot 0,03 \text{ m}^2$$
$$= 0,0018 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$= 6,48 \text{ m}^3/\text{jam}$$

Maka untuk mendapatkan kapasitas aliran dalam satuan kg/jam, harus mengetahui massa jenis pasir yaitu 1650 kg/m³.

$$Q = Q \times \text{massa jenis pasir}$$
$$= 6,48 \text{ m}^3/\text{jam} \times 1650 \text{ kg/m}^3$$
$$= 10692 \text{ kg/jam}$$

3.2. Perhitungan Daya Motor

3.2.1. Torsi Yang Diakibatkan Oleh Berat Material dan Bak Ayakan

Besarnya gaya centripetal yang terjadi adalah :

$$F = m v^2/r$$

Dimana :

r = Jarak eksentrik = 25 mm = 0,025 m

Volume maksimum material pada bak saringan dapat dihitung :

p = Panjang saringan = 2 m

l = Lebar saringan = 0,85 m

t = Tinggi material = 0,04 m

$$V = p \cdot l \cdot t$$
$$= 2 \text{ m} \cdot 0,85 \text{ m} \cdot 0,04 \text{ m}$$
$$= 0,06 \text{ m}^3$$

Jadi massa material pada bak saringan :

$$m = V \cdot P$$
$$= 0,068 \text{ m}^3 \cdot 1650 \text{ kg/m}^3$$
$$= 99 \text{ kg}$$

Untuk mencari massa kerangka bak saringan, dimana direncanakan menggunakan besi profil U dengan ukuran 50 mm dan ketebalan 5 mm, didapatkan massa 5 kg/m.

Panjang total besi yang digunakan untuk kerangka adalah :

$$p_{\text{tot}} = 2p + 2l$$
$$= 2 \cdot 2 + 2 \cdot 1$$
$$= 6 \text{ m}$$

Jadi massa baja profil U pada ayakan secara keseluruhan adalah :

$$\begin{aligned}
 m &= p_{\text{tot}} \cdot mb \\
 &= 6 \text{ m} \cdot 5 \text{ kg/m} \\
 &= 30 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Untuk bagian lain seperti *screen* dan komponen-komponen kecil lainnya yang ada pada ayakan, berat yang ditetapkan keseluruhan ayakan adalah 35 kg.

Sehingga berat total material dan ayakan adalah :

$$\begin{aligned}
 m &= \text{massa material} + \text{massa ayakan} \\
 &= 99 \text{ kg} + 35 \text{ kg} \\
 &= 134 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Jadi dengan demikian gaya yang diakibatkan oleh bak saringan dan material sewaktu bekerja adalah :

$$\begin{aligned}
 F &= m v^2/r \\
 v &= \pi d n/60
 \end{aligned}$$

Dimana:

diameter poros yang direncanakan = 0,03 m)

$$\begin{aligned}
 v &= \pi \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 400 \text{ rpm} / 60 \text{ s} \\
 &= 0,628 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Sehingga : } F &= m v^2/r \\
 &= 134 \text{ kg} \cdot (0,628 \text{ m/s})^2 / 0,025 \text{ m} \\
 &= 2113,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sedangkan torsi yang diakibatkan oleh berat material dan bak saringan terhadap kopling adalah :

$$\begin{aligned}
 T_1 &= F \cdot r \\
 &= 2113,9 \text{ N} \cdot 0,025 \text{ m} \\
 &= 52,85 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

3.2.2. Torsi Pada Poros

Poros yang direncanakan dari bahan baja karbon dengan massa jenis 7800kg/m³.

$$\begin{aligned}
 \text{Panjang poros} &= 300 \text{ mm} &= 0,3 \text{ m} \\
 \text{Diameter} &= 30 \text{ mm} &= 0,03 \text{ m} \\
 \text{Volume} &= (\pi/4) \cdot d^2 \cdot L
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,785 \cdot (0,03 \text{ m})^2 \cdot 0,3 \text{ m} \\
 &= 0,00021 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa Poros} &= p \cdot v \\
 &= 7800 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00021 \text{ m}^3 \\
 &= 1,638 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Maka momen kelembaman massa dari poros :

$$\begin{aligned}
 I &= 1/2 \cdot m \cdot r^2 \\
 &= 1/2 \cdot 1,638 \text{ kg} \cdot (0,015)^2 \\
 &= 0,00018 \text{ kg.m}^2
 \end{aligned}$$

Jadi torsi yang diakibatkan oleh putaran komponen adalah :

$$T = I \cdot \alpha$$

$$\begin{aligned}
 \text{Dimana } \alpha &= \omega/t \cdot \text{rad/s}^2 \\
 \omega &= \text{kecepatan sudut} \\
 &= 2 \cdot \pi \cdot n/60 \\
 &= 2 \cdot \pi \cdot 400/60 \\
 &= 41,86 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

t = waktu untuk mencapai kecepatan constant = 2 s

Jadi :

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{41,86 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} \\
 &= 20,93 \text{ rad/s}^2
 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 T_2 &= I \cdot \alpha \\
 &= 0,00018 \text{ kg m}^2 \cdot 20,93 \\
 &\quad \text{rad/s}^2 \\
 &= 0,0038 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya torsi pada komponen yang bergerak adalah :

$$\begin{aligned}
 T_{\text{total}} &= T_1 + T_2 \\
 &= 52,85 \text{ Nm} + 0,0038 \text{ Nm} \\
 &= 52,8538 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Maka daya yang dibutuhkan :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60} \\
 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 400 \cdot 52,8538}{60} \\
 &= 2212,8 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

Penggerak motor merupakan pusat dari gerakan dalam keseluruhan sistem, maka harus memperhatikan dan memperhitungkan dengan teliti dan benar agar sistem yang dirancang dapat beroperasi sesuai yang kita harapkan.

Penentuan daya rencana (Pd) diperoleh dengan rumus :

$$Pd = fc \cdot P$$

Ada beberapa jenis faktor koreksi dengan daya yang akan ditransmisikan sesuai dengan tabel koreksi daya (Lampiran 1), faktor koreksi daya yang akan dipindahkan (fc).

Untuk perancangan poros ini diambil daya maksimum sebagai daya rencana dengan faktor koreksi sebesar fc = 1. Nilai ini diambil dengan pertimbangan bahwa daya yang direncanakan akan lebih besar dari daya maksimum.

Maka besarnya daya rencana (Pd) adalah :

$$\begin{aligned} Pd &= fc \cdot P \\ &= 1 \cdot 2212,8 \text{ W} \\ &= 2212,8 \text{ W} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} 1 \text{ HP} &= 745,7 \text{ W} \\ P &= 2212,8 / 745,7 \\ P &= 2,97 \text{ HP} \end{aligned}$$

Dengan didapatnya perhitungan daya rencana yaitu 2,212 kW, maka motor listrik yang dipakai adalah dengan daya 3 HP dengan putaran 1425 rpm sesuai dengan motor yang ada di pasaran.

3.3. Menghitung Putaran Pengayakan Sebenarnya

Untuk mengetahui putaran yang digunakan pada pengayakan, terlebih dahulu menghitung diameter puli

penggerak dan diameter puli yang digerakkan, adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{Dp}{dp} \\ Dp &= \frac{dp \cdot n_1}{n_2} \end{aligned}$$

Dimana :

Dp = Diameter puli yang digerakkan
= 10 inchi = 254 mm

dp = Diameter puli penggerak
= 3 inchi = 76,2 mm

n₁ = Putaran puli penggerak
= 1425rpm sesuai stationer motor listrik.

Maka :

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{dp \cdot n_1}{Dp} \\ &= \frac{3 \text{ inchi} \cdot 1425 \text{ rpm}}{10 \text{ inchi}} \\ &= 427 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sehingga didapat putaran yang akan ditransmisikan *shaft* pengayak adalah 427 rpm. Pada saat putaran normal (*stationer*), rancangan mesin menggunakan motor listrik memiliki putaran pengayakan sebesar 427 rpm.

3.4. Menentukan Poros Rencana

Putaran untuk mesin pengayak pasir adalah 1425 rpm, perlu memperhatikan hal penting dalam perencanaan sebuah poros.

3.4.1. Besarnya Momen Puntir Atau Torsi Yang Terjadi

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \\ T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,2 \text{ kW}}{1425 \text{ rpm}} \\ T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot 0,001544 \\ T &= 1503,86 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

3.4.2. Menentukan Tegangan Geser Izin

Dipakai bahan poros S30C dengan $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$.

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

Dimana :

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan poros

σ_B = Kekuatan Tarik bahan poros (kg/mm^2)

sf_1 = Faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C (baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standar ASME

sf_2 = Faktor keamanan akibat poros beralur pasak, harga sebesar 1.3 - 3.0 maka diambil 3.0.

Bahan poros dipilih baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) S30C dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{48}{6,0 \cdot 3,0} \\ &= 2,66667 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

3.4.3. Diameter Poros Yang Direncanakan

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

Dimana :

d_s = Diameter poros (mm)

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan poros (kg/mm^2)

T = Momen torsi rencana (kg.mm)

C_b = Faktor keamanan terhadap beban lentur nilainya 1,2 - 2,3 (diambil 2,0)

K_t = Faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 - 3,0 (diambil 3,0)

Maka :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{2,66667} \cdot 3,0 \cdot 2,0 \cdot 1503,86 \right]^{1/3}$$

$$d_s = [1,9125 \cdot 3,0 \cdot 2,0 \cdot 1503,86]^{1/3}$$

$$d_s = [17256,7935]^{1/3}$$

$$d_s = 25,84 \text{ mm}$$

Sesuai dengan bantalan 6006 maka poros yang dipakai adalah berdiameter 30 mm.

3.4.4. Tegangan Geser Yang Terjadi

Maka tegangan gesernya adalah :

$$\tau = 5,1 \left[\frac{T}{d_s^3} \right] \text{ kg/mm}^2$$

τ

$$= 5,1 \left[\frac{1503,86}{30^3} \right] \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 5,1 \cdot 0,0557 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 0,28 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil diatas dapat dilihat bahwa tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser izinnnya ($\tau < \tau_a$) dimana $2,66667 \text{ kg/mm}^2$ sehingga dapat disimpulkan bahwa ukuran poros yang direncanakan cukup aman. Maka dapat dibuktikan bahwa poros tersebut layak untuk digunakan.

$$\frac{\tau_a \cdot sf_2}{\lambda} \geq K_t \cdot C_b \cdot \tau$$

$$\frac{2,66667 \cdot 3,0}{1,5}$$

$$\geq 3,0 \cdot 2,0 \cdot 0,28$$

$$5,33 \geq 1,68 \text{ (aman)}$$

$$5,33 \geq 1,68 \text{ (aman)}$$

3.4.5. Perhitungan Sudut Puntir Yang Terjadi

$$\theta = 548 \cdot \frac{T \cdot L}{G \cdot ds^4}$$

Dimana :

θ = Sudut defleksi ($^{\circ}$)

T = Momen torsi rencana (kg.mm)

L = Jarak tumpuan bantalan yang terpanjang = 1000 mm

G = Modulus geser, untuk baja = $8,3 \times 10^3$ (kg/mm²)

d_s = Diameter poros (mm)

Maka :

$$\theta = 548 \cdot \frac{T \cdot L}{G \cdot ds^4}$$

$$\theta = 548 \cdot \frac{1503,86 \cdot 1000}{8,3 \times 10^3 \cdot 30^4}$$

$$\theta = 548 \cdot \frac{1503,86 \times 10^3}{6723 \times 10^6}$$

$$\theta = 0,12^{\circ}$$

Berdasarkan Sularso, 1997, halaman 18, besarnya defleksi yang disebabkan momen puntir atau torsi pada poros harus dibatasi. Untuk poros yang dipasang pada mesin umumnya untuk kondisi normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi $0,25^{\circ}$ atau $0,30^{\circ}$, sementara defleksi yang timbul berdasarkan perhitungan $0,12^{\circ}$. Maka poros dinyatakan aman sebab poros yang digunakan besar defleksinya lebih kecil dari ketentuan yang telah ditetapkan $0,12^{\circ} < 0,25^{\circ}$.

3.5. Menentukan Bahan dan Ukuran Sabuk

3.5.1. Bahan Sabuk

Pada mesin pengayak pasir ini, sabuk yang digunakan berbahan yang terbuat dari karet dan bagian intinya ditenun tetoron yang digunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan.

Fungsi sabuk adalah untuk mentransmisikan daya dari puli penggerak ke puli yang digerakkan. Sebagai transmisi karena diharapkan tidak ada selip dan disesuaikan dengan putaran dan daya yang diinginkan. Kemudian disesuaikan dengan diagram pemilihan sabuk V, tipe sabuk yang digunakan adalah sabuk tipe A berpenampang V.

3.5.2. Menentukan Kecepatan Linear Sabuk

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

dp = Diameter puli penggerak = 3 inchi = 76,2 mm

n_1 = Putaran puli penggerak = 1425 rpm sesuai stationer motor listrik.

Sehingga :

$$v = \frac{\pi \cdot 76,2 \cdot 1425}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{340956,9}{60000}$$

$$v = 5,68 \text{ m/s}$$

3.5.3. Menentukan Panjang Keliling Sabuk

Panjang sabuk dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp - dp)^2$$

Dimana :

C = Jarak sumbu kedua poros puli 1,5 s.d 2 diameter puli besar

dp = Diameter puli penggerak = 3 inchi = 76,2 mm

Dp = Diameter puli yang digerakkan = 10 inchi = 254 mm

Jadi :

C = (1,5 s.d 2) x diameter puli terbesar, 254 mm

$$C = 1,5 \times 254 \text{ mm}$$

$$C = 381 \text{ mm}$$

Sehingga :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp + dp)^2$$

$$L = 2 \cdot 381 + \frac{3,14}{2}(76,2 + 254) + \frac{1}{4 \cdot 381}(254 + 76,2)^2$$

$$L = 762 + 518,414 + 71,525$$

$$L = 1351,414 \text{ mm}$$

Menurut Sularso, 1997, halaman 168, tabel panjang sabuk V standar yang mendekati panjang 1351,414 mm atau panjang sabuk yang ada, adalah 1372 atau 54 inchi.

3.5.4. Jarak Antar Sumbu Kedua Poros Puli Sesungguhnya

Dari hasil perhitungan, bahwa sabuk yang digunakan lebih panjang dari sabuk yang diperoleh berdasarkan perhitungan maka jarak antara sumbu poros harus diperpanjang. Maka jarak antara sumbu puli yang sebenarnya adalah:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

Dimana :

$$b = 2 \cdot L - \pi(Dp + dp)$$

$$L = \text{Panjang sabuk yang digunakan} = 1372 \text{ mm}$$

Maka:

$$b = 2 \cdot 1372 - \pi(254 + 76,2)$$

$$b = 2744 - 1036,828$$

$$b = 1707,182$$

Jadi :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

$$= \frac{1707,182 + \sqrt{1707,182^2 - 8(254 - 76,2)^2}}{8}$$

$$= \frac{1707,182 + \sqrt{2914470,38 - 252902,72}}{8}$$

$$C = \frac{1707,182 + 1631,431}{8}$$

$$C = \frac{3338,613}{8}$$

$$C = 417,3 \text{ mm}$$

Jadi jarak sumbu antar puli penggerak dan puli yang digerakkan adalah 417,3 mm.

3.5.5. Perhitungan Sudut Kontak

Sudut kontak sabuk dengan puli penggerak adalah :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(Dp - dp)}{C}$$

Dimana:

$$dp = \text{Diameter puli penggerak} = 3 \text{ inchi} = 76,2 \text{ mm}$$

$$Dp = \text{Diameter puli yang digerakkan} = 10 \text{ inchi} = 254 \text{ mm}$$

$$C = \text{Jarak antara sumbu kedua poros puli} = 417,3 \text{ mm}$$

Maka :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(Dp - dp)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(254 - 76,2)}{417,3}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{10134,6}{417,3}$$

$$\theta = 180^\circ - 24,29^\circ$$

$$\theta = 155,71^\circ$$

3.5.6. Perhitungan Tegangan Sabuk

Gaya tarik efektif :

$$F_e = T_1 - T_2$$

$$F_e = \frac{102 \cdot P}{v}$$

Dimana :

$$v = \text{Kecepatan linear sabuk (m/s)}$$

$$P = \text{Daya yang ditransmisikan oleh puli penggerak (kW)}$$

Maka :

$$F_e = \frac{102 \cdot P}{v}$$

$$F_e = \frac{102 \cdot 2,2}{5,68}$$

$$F_e = \frac{224,4}{5,68}$$

$$F_e = 39,5 \text{ kg}$$

Jadi :

$$F_e = T_1 - T_2$$

$$39,5 = T_1 - T_2$$

$$T_1 = 39,5 + T_2 \text{ (kg) (1)}$$

Tegangan sabuk adalah :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

Dimana :

T_1 = Tegangan sisi kancang sabuk (kg)

T_2 = Tegangan sisi kendor sabuk (kg)

e = Bilangan basis logaritma navier = 2,71282

μ = Koefisien gesek antara sabuk dengan puli yaitu 0,45 s.d 0,60 ditetapkan 0,5

θ = Sudut kontak = 155,71°

Sudut kontak (rad) :

$$\theta = 155,71^\circ \frac{\pi}{180^\circ}$$

$$\theta = 2,72 \text{ rad}$$

Maka :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 2,71282^{0,5 \cdot 2,72}$$

$$T_1 = T_2 \cdot 3,88 \text{(2)}$$

Jadi, persamaan (1) = persamaan (2)

$$39,5 + T_2 = T_2 \cdot 3,88$$

$$T_2 \cdot (3,88 - 1) = 39,5$$

$$T_2 \cdot 2,88 = 39,5$$

$$T_2 = \frac{39,5}{2,88}$$

$$T_2 = 13,7 \text{ kg}$$

Maka :

$$T_1 = T_2 \cdot 3,88$$

$$T_1 = 13,7 \cdot 3,88$$

$$T_1 = 53,16 \text{ kg}$$

Karena T_1 lebih besar dari T_2 jadi tegangan sisi kancang sabuk adalah 63,16 kg.

3.6. Menentukan bahan Puli

3.6.1. Bahan Puli

Pada mesin pengayak pasir ini, bahan puli terbuat dari besi cor. Dipilihnya bahan ini adalah ditinjau dari segi aspek kekuatan yang disesuaikan pada poros penggerak, kemudian harganya yang ekonomis serta bahan ini mudah didapat di pasaran.

3.6.2. Ukuran Puli

3.6.2.1. Puli Penggerak

Pada mesin pengayak pasir ini direncanakan menggunakan puli penggerak dengan diameter 3 inchi = 76,2 mm.

Diameter luar puli penggerak

$$D_1 = d_p + 2 \cdot k$$

Dimana:

D_1 = Diameter luar puli penggerak (mm)

d_p = Diameter puli yang direncanakan (mm)

k = Tinggi puncak = 4,5 mm (puli menggunakan sabuk V tipe A)

Maka :

$$D_1 = d_p + 2 \cdot k$$

$$= 76,2 + 2 \cdot 4,5$$

$$= 85,2 \text{ mm}$$

3.6.2.2. Puli Yang Digerakkan

Direncanakan putaran untuk menggerakkan sebuah puli penggerak dengan putaran 432 rpm.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

Dimana :

D_p = Diameter puli yang digerakkan = 10 inchi = 254 mm

dp = Diameter puli penggerak = 3 inchi = 76,2 mm

n_1 = Putaran puli penggerak (rpm)

n_2 = Putaran puli yang digerakkan penggerak (rpm)

Maka :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp}{dp}$$
$$\frac{1425}{427} = \frac{Dp}{76,2}$$
$$Dp = \frac{76,2 \cdot 1425}{427}$$
$$Dp = 254 \text{ mm}$$

Jadi, diameter puli yang digerakkan adalah 254 mm = 10 inchi.

3.7. Menentukan Jenis dan Ukuran Bantalan Yang Digunakan

Bantalan yang digunakan pada konstruksi mesin pengayak pasir ini adalah bantalan gelinding yang mampu menahan beban tegak lurus radial dan aksial. Jumlah bantalan yang digunakan adalah sebanyak dua buah.

3.7.1. Spesifikasi Bantalan

Jenis bantalan yang digunakan dengan data-data nomor bantalan 6006 adalah sebagai berikut:

d = Diameter dalam bantalan 30 mm

D = Diameter luar bantalan 55 mm

B = Lebar bantalan 13 mm

r = Radius sudut bantalan 1,5 mm

C = Kapasitas nominal dinamis spesifik 1030 kg

C_o = Kapasitas nominal statis spesifik 740 kg

Dengan demikian beban ekuivalen dinamis P_a (kg) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan. Nilai X dan Y dapat dilihat pada tabel dan perhitungan beban ekuivalen.

3.7.2. Perhitungan Bantalan

Bantalan poros S30C dengan diameter 30 mm dan putaran (n) 427 rpm

$$F_r = XVF_r + YFa$$

Untuk bantalan bola alur dan berbaris tunggal,

Maka :

$$Fa / C_o = 0,056 \text{ kg}$$

(direncanakan)

Sehingga :

$$Fa = Fa / C_o \cdot C$$

$$Fa = 0,084 \cdot 1030$$

$$Fa = 57,68 \text{ kg}$$

Sedangkan (F_r) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$F_r = \frac{Fa}{v \cdot F_r} < e, \text{ untuk bergaris tunggal}$$

Dimana :

$$F_r = \frac{Fa}{v \cdot e}, \text{ dengan } (e)=0,26 \text{ dan } (v)=1,2$$

Maka :

$$F_r = \frac{57,68}{1,2 \cdot 0,26}$$

$$F_r = 184,87 \text{ kg}$$

Nilai :

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,71$$

Maka :

$$P_a = X \cdot F_r + Y \cdot Fa$$

$$= 0,56 \cdot 184,87 + 1,71 \cdot$$

57,68

$$= 103,5 + 98,6$$

$$= 202 \text{ kg}$$

Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P_a (kg) beban ekuivalen dinamis, maka faktor kecepatan (f_n) untuk bantalan bola adalah :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

Dimana :

$$n = \text{Putaran} = 432 \text{ rpm}$$

Maka :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$
$$f_n = \left[\frac{33,3}{427} \right]^{1/3}$$
$$f_n = [0,078]^{1/3}$$
$$f_n = 0,43$$

Sedangkan faktor umur bantalan adalah :

$$f_h = f_n \frac{C}{P_G}$$
$$f_h = 0,43 \frac{1030}{202}$$
$$f_h = 2,2$$

Sehingga umur nominal untuk bantalan bola adalah :

$$L_h = 500 \cdot (f_h)^3$$
$$= 500 \cdot (2,2)^3$$
$$= 500 \cdot 10,65$$
$$= 5325 \text{ jam}$$

Diperkirakan ketahanan dari bantalan, berdasarkan perhitungan umur nominal bantalan adalah $L_h = 5325$ jam. Dan berdasarkan dalam tabel umur bantalan, maka bantalan ini termasuk pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus).

5. KESIMPULAN DAN SARAN

A. Kesimpulan

Dengan adanya proses perencanaan mesin pengayak pasir ini dapat diambil kesimpulan antara lain :

1. Pasir merupakan kebutuhan utama yang digunakan dalam pengoperasian PLTU dengan tipe *Circulating Fluidize Bed* (CFB) yang digunakan sebagai penyimpan panas di dalam ruang bakar (*furnace*) untuk membakar batu bara.
2. Dengan adanya pengayak pasir daur ulang ini dapat menghemat biaya

untuk pembelian pasir baru, karena abu berat (*bottom ash*) hasil pembuangan yang berupa pasir masih dapat dimanfaatkan kembali untuk pengoperasian setelah dilakukan pengayakan.

3. Sesuai dengan perancangan mesin pengayak pasir dihasilkan ayakan pasir yang siap dipakai untuk keperluan pengoperasian PLTU sebesar dengan kapasitas pengayakan sebanyak $6,5 \text{ m}^3/\text{jam}$.
4. Motor listrik yang digunakan dalam perancangan memiliki daya sebesar 3 HP putaran 1425 rpm yang di transmisikan untuk proses pengayakan sebesar 427 rpm.

Tipe bantalan yang digunakan dalam perancangan adalah 6006, yang diperkirakan sesuai dengan perhitungan memiliki umur operasi 5325 jam.

B. Saran

1. Perancangan mesin pengayak pasir harus diaplikasikan karena dapat mempermudah dalam pekerjaan pengayakan pasir. Sehingga kebutuhan pasir yang banyak dan kebutuhan yang cepat dapat terpenuhi.
2. Pengoperasian mesin pengayak pasir harus sesuai dengan SOP sehingga akan menjaga keselamatan baik itu bagi operator maupun bagi mesin itu sendiri.

Pemeliharaan preventif perlu dilakukan untuk menjaga kehandalan mesin, sehingga mesin pengayak pasir dalam keadaan siap pakai secara optimal.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso dan Kiyokatsu Saga. 1997. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan*

- Elemen Mesin*, Jakarta. Pradnya Paramita.
2. Khurmi, R. S. dan Gupta, J. K. 1982. *Text Book of Machine Design*, New Delhi. Eurasia Publishing House (PVT) LTD.
 3. Sularso dan Kiyokatsu Saga. 2004. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Jakarta. Pradnya Paramita.
 4. Purwaningtyas. 2006. *Pengertian Design*, Wikipedia.
 5. Suryanto, ElemenMesin I, Bandung. Pusat Pengembangan Pendidikan Politeknik, 1995
 6. Seaz Zemansky, *Fisika untuk Universitas I*, Bandung, BinaCipta, 1962.