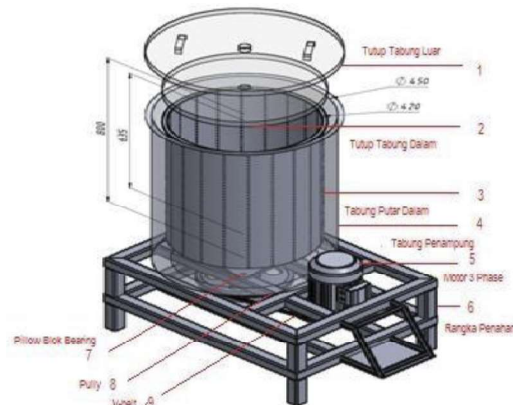


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI

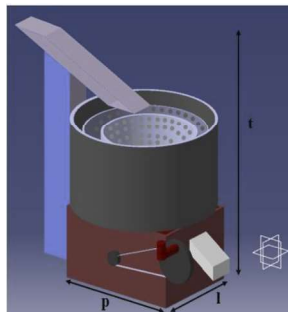
2.1 Tinjauan pustaka

Sutisna, dkk (2018) merancang alat penyaring ampas kedelai berbasis Arduino. Tabung penampung yang dirancang terbuat dari drum plastik yang mampu menampung massa kacang kedelai 5 kg. Alat ini menggunakan motor penggerak dengan daya sebesar 0,75 hp yang mempunyai kecepatan maksimal 1500 rpm. Gambar 2.1 menunjukkan hasil rancangan desain alat penyaring ampas kedelai.



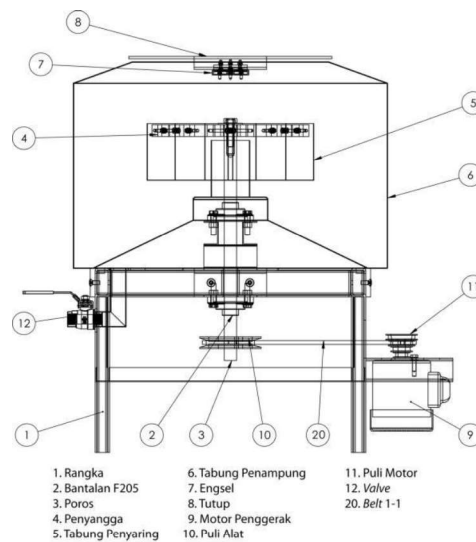
Gambar 2. 1 Desain alat penyaring ampas kedelai (Sutisna dkk, 2018)

Wardana, dkk (2020) telah melakukan observasi di pabrik tahu milik Pak Kasimin. Dari hasil observasi, dirancanglah alat penyaring bubur kedelai dan alat *press* bubur kedelai menggunakan *software* CATIA V5. Desain dirancang sesuai dengan ukuran antropometri pekerja. Mekanisme kerja alat tersebut yaitu menggunakan tuas untuk menanggulangi postur kerja tidak ergonomis. Gambar 2.2 menunjukkan hasil rancangan desain alat penyaring bubur kedelai dengan menggunakan *software* CATIA V5.



Gambar 2. 2 Hasil desain software CATIA V5 (Wardana dkk, 2020)

Wahyuni (2017) telah merancang sebuah alat filter sentrifugal untuk memisahkan saripati kedelai dan ampasnya. Dari hasil rancangan didapatkan tabung penyaring yang digunakan berdiameter 120 mm dan tingginya 120 mm, sedangkan untuk tabung penyangganya berdiameter 650 mm. Motor listrik yang digunakan memiliki daya sebesar 0,5 hp. Poros yang digunakan berdiameter 25 mm dengan panjang 500 mm. Transmisi yang digunakan adalah transmisi puli dengan jenis sabuk-v tipe A. Gambar 2.3 menunjukkan hasil rancangan desain alat filter sentrifugal tersebut.



Gambar 2. 3 Hasil rancangan alat filter sentrifugal (Wahyuni, 2017)

2.2 Landasan teori

2.2.1 Tahu

Tahu merupakan bahan pangan yang terbuat dari kedelai yang diolah dengan cara diendapkan proteinnya, dengan atau tidak menambahkan bahan lain yang diizinkan (Badan Standardisasi Nasional, 1998). Tahu dapat bertahan selama kurang lebih 2 hari saja tanpa bahan pengawet. Bahan – bahan dasar pembuatan tahu adalah kedelai, bahan penggumpal dan pewarna jika diperlukan. Senyawa penggumpal yang biasanya digunakan antara lain kalsium sulfat (CaSO_4), asam cuka, dan biang tahu. Sedangkan untuk zat pewarna yang biasa digunakan adalah kunyit. Tahap-tahap dalam pembuatan tahu antara lain merendam kedelai,

mengupas, menggiling, menyaring, memasak, menggumpalkan, mencetak dan memotong (Santoso, 2005).



Gambar 2. 4 Tahu

2.2.2 Perancangan

Menurut Nur dan Suyuti (2018) perancangan adalah suatu proses yang bertujuan untuk menganalisis, menilai memperbaiki dan menyusun suatu sistem, baik sistem fisik maupun non fisik yang optimum untuk waktu yang akan datang dengan memanfaatkan informasi yang ada. Pengertian lainnya yaitu proses pengembangan spesifikasi sistem baru berdasarkan hasil rekomendasi analisis sistem. Dari pengertian diatas dapat disimpulkan bahwa perancangan adalah suatu proses untuk membuat dan mendesain sistem yang baru.

2.2.3 Metode perancangan VDI 2222

VDI merupakan singkatan dari *Verein Deutsche Ingenieuer* yang artinya adalah Persatuan Insinyur Jerman. *VDI 2222* adalah sebuah metode pendekatan sistematis terhadap desain untuk merumuskan dan mengarahkan berbagai macam metode desain yang semakin berkembang karena adanya kegiatan riset (Pahl, 2007). Metode ini sering digunakan oleh insinyur-insinyur Jerman untuk menjabarkan sebuah ide dalam menyelesaikan permasalahan yang ada. Tahapan perancangan menurut *VDI 2222* adalah sebagai berikut.

- a. Merencana, merencanakan desain seperti apa yang akan dibuat. Tahap ini berisi tentang masukan desain dan rencana realisasi desain.
- b. Mengkonsep, memberikan sketsa dan spesifikasi teknik terhadap ide desain yang sudah ditetapkan.
- c. Merancang, memberikan wujud desain terhadap ide desain. Ide ini sudah melewati analisa, pemilihan dan penentuan ide desain.

- d. Penyelesaian, melakukan finisihing terhadap rancangan desain dengan melakukan verifikasi terhadap konsumen dan menyiapkan dokumen untuk disampaikan kepada lini produksi.

2.2.4 Gambar teknik

Gambar merupakan sebuah alat untuk menyatakan maksud dari seorang juru gambar. Gambar sering juga disebut sebagai bahasa teknik atau bahasa untuk sarjana teknik. Adapun fungsi gambar adalah sebagai berikut (Sujianto, 2000).

- a. Gambar berfungsi sebagai sarana penyampaian informasi yang berguna untuk meneruskan maksud dari perancang dengan tepat kepada orang-orang yang bersangkutan, misalnya kepada perancang proses, pembuatan, pemeriksaan, perakitan dan sebagainya.
- b. Gambar sebagai sarana pengawetan, penyimpanan, dan penggunaan keterangan. Gambar sebagai sarana pengawetan berfungsi untuk menyuplai bagian-bagian prosuk untuk perbaikan atau untuk diperbaiki. Gambar sebagai sarana penyimpanan berfungsi sebagai bagan informasi untuk rencana-rencana baru dikemudian hari.
- c. Gambar sebagai cara-cara pemikiran dalam penyiapan informasi, maksudnya adalah gambar tidak hanya melukiskan gambar tetapi berfungsi sebagai sarana untuk meningkatkan daya pikir perencana.

2.2.5 *Solidworks*

Solidworks merupakan sebuah perangkat lunak otomisasi desain mekanis parametrik berbasis fitur. *Solidworks* merupakan salah satu produk *Solidworks Corporation*, yang merupakan bagian dari *Dassault Systems*. *Solidworks* adalah paket *CAD* pertama yang menggunakan *interface* pengguna grafis *Microsoft Windows*. *Microsoft Windows* ini memungkinkan desainer mekanik untuk menginovasi ide dan mengimplementasikannya ke dalam bentuk prototipe virtual

atau model solid, *assembly* jumlah besar, *sub assembly*, *detailing* dan *drafting* (Tickoo, 2017). Gambar 2.5 menunjukkan tampilan awal dari *software solidworks*.



Gambar 2. 5 Tampilan *solidworks*

2.2.6 Motor listrik

Motor listrik adalah mesin yang mampu mengkonversi energi listrik menjadi energi mekanik. Gerakan yang dihasilkan berupa gerakan berputar. Motor listrik biasa digunakan sebagai tenaga penggerak pada suatu alat. Motor listrik sederhana terdiri dari kumparan gulungan tembaga yang dilaminasi baja atau disebut stator dan poros yang berputar yang disebut dengan rotor. Motor listrik dapat dilihat pada gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Motor listrik (<https://taufiqsabirin.files.wordpress.com>) diakses pada tanggal 2 Agustus 2022

Prinsip kerja pada motor listrik adalah mengubah energi listrik menjadi energi mekanik yang dilakukan dengan mengubah tenaga listrik menjadi magnet yang disebut dengan elektromagnetik. Masing-masing kutub dari magnet yang sama akan saling tolak menolak dan kutub yang berbeda akan saling tarik menarik. Ketika kawat listrik yang membawa arus dibengkokkan menjadi sebuah lingkaran/*loop* maka kedua sisi lingkaran akan mendapatkan gaya pada arah yang berlawanan, dan pasangan gaya tersebut akan menghasilkan tenaga putar/*torque*

untuk memutar kumparan (Candra & Nurmutia, 2020). Berikut ini perhitungan – perhitungan pada motor listrik.

a. Menghitung torsi

$$\tau = F \times r \quad (2.1)$$

Dimana:

τ = torsi (Nm)

F = gaya yang bekerja (N)

r = jari-jari putaran (m)

b. Menghitung kecepatan sudut

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.2)$$

Dimana:

ω = kecepatan sudut (rad/detik)

n = kecepatan motor (rpm)

c. Menghitung daya yang diperlukan untuk mesin

$$P = \tau \times \omega \quad (2.3)$$

Dimana:

P = daya yang diperlukan untuk mesin (watt)

τ = torsi (Nm)

ω = kecepatan sudut (rad/detik)

2.2.7 Kestimbangan benda tegar

Kestimbangan adalah suatu kondisi benda dengan resultan gaya dan resultan momen gaya sama dengan nol. Momen gaya merupakan besaran vektor yang nilainya sama dengan hasil kali antara gaya dengan jarak dari titik poros arah tegak lurus garis kerja gaya (Nurhudayah, 2019). Persamaan kestimbangan adalah sebagai berikut.

$$\sum M = 0 \quad (2.4)$$

$$\sum F = 0 \quad (2.5)$$

Dimana:

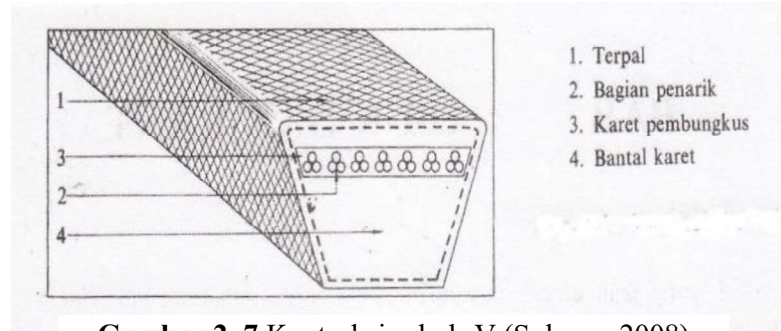
M = momen lentur (Nm)

F = gaya yang bekerja (N)

2.2.8 Transmisi sabuk-V

Sebagian transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah penanganannya dan harganya yang murah. Pada umumnya kecepatan sabuk direncanakan maksimum mencapai 30 m/s. Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih hingga 500 kW. Transmisi sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Sabuk-V tidak dapat meneruskan putaran dengan tepat. Hal ini terjadi karena terjadi slip antara puli dan sabuk. Sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara jika dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai (Sularso, 2008).

Sabuk-V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk-V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Gambar 2.7 menunjukkan konstruksi sabuk-V.



Gambar 2. 7 Kontruksi sabuk-V (Sularso, 2008)

Langkah awal dalam perencanaan sabuk V ini adalah menentukan faktor koreksi. Faktor koreksi ini ditentukan sesuai dengan keadaan yang akan dialami oleh mesin. Nilai faktor koreksi dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2. 1 Nilai faktor koreksi (Sularso, 2008)

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak >200%		
		Motor arus bolak balik (momen normal, sangkar bajing singkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilian kompon, lilitan seri), mesin torak kopling tak tetap.		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots- blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2

Agar hasil perencanaan aman, maka perlu dihitung daya rencana. Daya rencana dapat dihitung dengan mengalikan daya yang ditransmisikan dengan faktor koreksi yang telah ditentukan sebelumnya. Daya rencana dapat dinyatakan dengan persamaan berikut.

$$P_d = f_c \times P \quad (2.6)$$

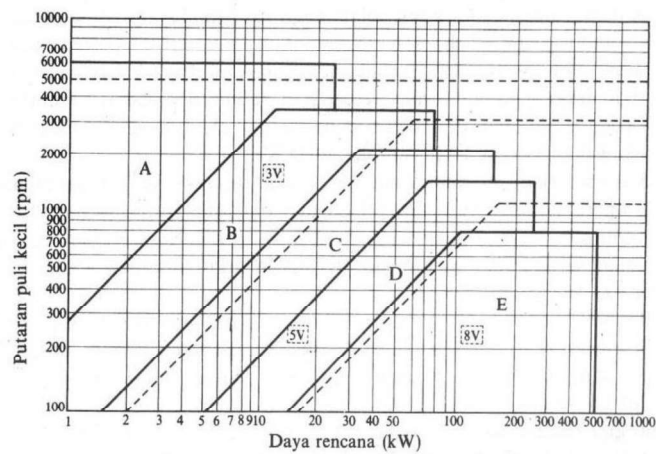
Dimana:

P_d = daya rencana (kW)

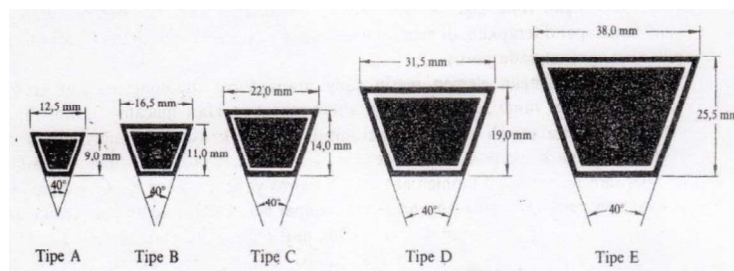
f_c = faktor koreksi

P = daya motor (kW)

Dengan berdasarkan daya rencana dan putaran poros penggerak, maka penampang sabuk-V sudah dapat ditentukan. Pemilihan tipe penampang sabuk dapat ditentukan dengan melihat gambar 2.8. Pada gambar 2.9 menunjukkan gambar penampang sabuk beserta ukurannya sesuai dengan tipenya.



Gambar 2. 8 Pemilihan tipe sabuk (Sularso, 2008)



Gambar 2. 9 Penampang Sabuk-V (Sularso, 2008)

Tabel 2. 2 Diameter minimum puli (Sularso, 2008)

Penampang	Tipe sabuk							
	Standar				Sempit			
	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Pada perencanaan puli salah satu diameter puli, salah satu diameter puli direncanakan terlebih dahulu. Diameter puli yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Pada umumnya diameter puli kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel 2.2. Setelah diameter puli kecil diketahui, selanjutnya dihitung diameter puli besar menggunakan perbandingan reduksi yang dinyatakan dalam persamaan berikut ini.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \quad (2.7)$$

Dimana:

i = perbandingan reduksi putaran

n_1 = kecepatan putar puli penggerak (rpm)

n_2 = kecepatan puli putar yang digerakkan (rpm)

d_{p1} = diameter puli penggerak (mm)

d_{p2} = diameter puli yang digerakkan (mm)

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, kecepatan sabuk-V hanya dapat dipergunakan dengan kecepatan linear maksimum mencapai 30 m/s. Kecepatan linear biasa dilambangkan dengan “v”. Besarnya kecepatan linear dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut.

$$v = \frac{\pi \times d_{p1} \times n_1}{60 \times 1000} \quad (2.8)$$

Dimana:

v = kecepatan sabuk

d_{p1} = diameter puli penggerak (mm)

n_1 = kecepatan putar puli penggerak (rpm)

Jarak sumbu poros harus sebesar 1,5 sampai 2 kali diameter puli besar. Dalam perencanaan perlu ditentukan perkiraan jarak sumbu poros sementara yang diinginkan terlebih dahulu. Dalam hal ini, jarak sumbu poros dan panjang sabuk saling berhubungan. Dalam perdagangan terdapat berbagai ukuran sabuk. Namun, mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sukar. Panjang sabuk dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$L = 2C_s + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{1}{4C_s}(d_{p2} - d_{p1})^2 \quad (2.9)$$

Dimana:

L = panjang sabuk (mm)

C_s = jarak sumbu poros (mm)

d_{p1} = diameter dalam puli penggerak (mm)

d_{p2} = diameter dalam puli yang digerakkan (mm)

Setelah hasil perhitungan panjang sabuk diketahui, panjang sabuk hasil perhitungan kemudian disesuaikan dengan panjang sabuk yang tersedia di pasaran. Panjang sabuk yang digunakan adalah panjang sabuk yang paling mendekati hasil perhitungan. Bila panjang sabuk sudah ditentukan, maka jarak sumbu poros sebenarnya dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} \quad (2.10)$$

Dimana nilai b adalah

$$b = 2L - 3,14(d_{p1} + d_{p2}) \quad (2.11)$$

Dimana:

C = jarak sumbu poros sebenarnya (mm)

d_{p1} = diameter dalam puli penggerak (mm)

d_{p2} = diameter dalam puli yang digerakkan (mm)

L = panjang sabuk (mm)

Tabel 2. 3 Faktor koreksi sudut kontak (Sularso, 2008)

Sudut kontak puli kecil (°)	Faktor koreksi
180	1
174	0,99
169	0,97
163	0,96
157	0,93
151	0,93
145	0,91
139	0,89
133	0,87
127	0,85
120	0,82
113	0,8
106	0,77
99	0,73
91	0,7
83	0,65

Sudut kontak dari sabuk pada alur puli penggerak harus diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang konrak antara sabuk dan puli. Gaya gesekan akan berkurang dengan mengecilnya sudut kontak sehingga menimbulkan slip antara sabuk dan puli. Setelah sudut kontak diketahui, besarnya faktor koreksi (K_0) juga dapat ditentukan dengan melihat tabel 2.3. Besarnya sudut kontak dapat diketahui dengan persamaan berikut.

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(d_{p2} - d_{p1})}{c} \quad (2.12)$$

Dimana:

θ = sudut kontak (°)

C = jarak sumbu poros sebenarnya (mm)

d_{p1} = diameter dalam puli penggerak (mm)

d_{p2} = diameter dalam puli yang digerakkan (mm)

Tabel 2. 4 Kapasitas dari daya yang ditransmisikan (Sularso, 2008)

Putaran puli kecil	Penampang tipe A					
	Diameter puli kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	1,25 - 1,34	1,35 - 1,51	1,52 - 1,99	>2,0
200	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02
400	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05
600	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07
800	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,1
1000	0,39	1	0,08	0,1	0,11	0,12
1200	0,43	1,16	0,1	0,12	0,13	0,15
1400	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,18
1600	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,2

Dalam perencanaan puli dan sabuk, besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh satu sabuk juga perlu dicari. Untuk menyederhanakan perhitungan, setiap produsen sabuk mempunyai katalog yang berisi daftar untuk memilih sabuk. Tabel 2.4 menunjukkan daftar kapasitas dari daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk apabila dipakai puli dengan diameter minimum yang dianjurkan. Untuk menentukan jumlah sabuk digunakan persamaan berikut.

$$N = \frac{P_d}{P_0 \times K_\theta} \quad (2.13)$$

Dimana:

N = jumlah sabuk

P_d = daya rencana (kW)

P_0 = kapasitas dari daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk (kW)

K_θ = faktor koreksi

2.2.9 Poros

Poros adalah elemen mesin yang berputar yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu tempat ke tempat lain. Daya tersebut ditransmisikan ke poros dengan gaya tangensial dan torsi (momen puntir). Untuk dapat mentransfer daya dari poros ke poros lainnya, maka dipasangkan puli, roda gigi ataupun lainnya. Dalam perancangan poros diperlukan perhitungan-perhitungan yang matang. Berikut beberapa perhitungan poros yang disesuaikan dengan jenis pembebanan yang dialami poros.

a. Poros dengan beban puntir

Suatu daya yang ditransmisikan dengan poros perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya tersebut (Sularso, 2008). Daya yang besar mungkin diperlukan pada saat start atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah start. Dengan demikian diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi pada perencanaan. Tabel 2.5 menunjukkan faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan.

Tabel 2. 5 Faktor koreksi (Sularso, 2008)

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka daya rencana dapat dinyatakan dalam persamaan berikut.

$$P_d = f_c \times P \quad (2.14)$$

Dimana:

P_d = daya rencana (kW)

f_c = faktor koreksi daya

P = daya output motor penggerak (kW)

Pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan geser karena momen lentur. Momen puntir (disebut juga momen rencana) dinyatakan dengan persamaan berikut.

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \quad (2.15)$$

Dimana:

T = momen puntir (kg mm)

P_d = daya rencana (kW)

n_2 = putaran akhir (rpm)

Tegangan geser yang diizinkan dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik sehingga batas kelelahan puntirnya adalah 18% dari kekuatan tarik. Hal ini sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini faktor keamanan

diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF, sedangkan untuk bahan S-C harga yang diambil adalah 6,0. Selanjutnya perlu diperhatikan pengaruh dari alur pasak, kekasaran permukaan, atau dibuat bertangga karena pengaruh konsentrasi tegangan yang cukup besar. Oleh karena itu, perlu diambil faktor keamanan 2 dengan harga sebesar 1,3 hingga 3,0. Dari hal yang telah dijelaskan, maka harga tegangan geser dapat diketahui dengan persamaan berikut.

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (2.16)$$

Dimana:

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

σ_B = kekuatan tarik (kg/mm^2)

Sf_1 = faktor keamanan 1

Sf_2 = faktor keamanan 2

Keadaan momen puntir momen lentur juga perlu ditinjau. Disini faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga digunakan. Faktor koreksi untuk momen puntir dinyatakan dengan K_t , dipilih jika beban dikenakan secara halus, 1 – 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5 – 3 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar.

Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terdiri momen puntir saja, perlu dilakukan peninjauan apakah ada kemungkinan pemakaian dengan beban lentur di masa yang akan datang. Jika memang diperkirakan akan terjadi pemakaian dengan beban lentur, maka dapat dipertimbangkan faktor C_b yang harganya di antara 1,2 hingga 2,3. Jika memang diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka harga C_b adalah 1. Selanjutnya untuk menghitung diameter minimal poros digunakan persamaan berikut.

$$d_s = \left[\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T}{\tau_a} \right] \quad (2.17)$$

Dimana:

d_s = diameter minimal poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir

C_b = faktor lenturan

T = momen puntir (kg mm)

b. Poros dengan beban lentur murni

Salah satu contoh poros yang tidak dibebani dengan puntiran melinkan mendapat pembebanan lentur saja aalah gandar daru kerta tambang dan kereta rel. Dari bahan yang dipilih sebagai bahan poros, dapat ditentukan tegangan lentur yang diizinkan. Kemudian selanjutnya dihitung momen lentur yang terjadi pada poros menggunakan rumus kesetimbangan. Dari kedua hal tersebut diameter minimal poros dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini.

$$d_s = \frac{10,2 \times M}{\sigma_a} \quad (2.18)$$

Dimana:

d_s = diameter minimal poros (mm)

M = momen lentur (kg mm)

σ_a = tegangan lentur yang diizinkan (kg/mm^2)

c. Poros dengan beban puntir dan lentur

Disini faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga digunakan. Faktor koreksi untuk momen puntir dinyatakan dengan K_t , sedangkan faktor koreksi untuk momen lentur dinyatakan dengan K_m . Harga K_t dan K_m dapat dilihat pada tabel 2.6.

Tabel 2. 6 Harga K_t dan K_m (Sularso, 2008)

Pembebanan	K_t	K_m
Beban dikenakan secara halus	1,0	1,5
Beban dikenakan dengan sedikit kejutan atau tumbukan	1,0 – 1,5	1,5 – 2,0
Beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar	1,5 – 3,0	2,0 – 3,0

Untuk mengetahui besarnya momen puntir dapat digunakan rumus kesetimbangan. Setelah momen puntir diketahui, harga diameter dapat dicari. Diameter minimal sebuah poros dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut.

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.19)$$

Dimana:

d_s = diameter minimal poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

K_m = faktor koreksi untuk momen lentur (tabel 2.6)

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir (tabel 2.6)

M = momen lentur (kg mm)

T = momen puntir (kg mm)

Besarnya deformasi yang disebabkan momen puntir juga perlu dibatasi. Pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran pada poros dibatasi hingga $0,3^\circ$. Apabila poros panjang atau mendapat beban kejutan berulang, besarnya batas defleksi puntiran dikurangi menjadi $\frac{1}{2}$ dari harga di atas. Besarnya defleksi puntiran dapat dinyatakan dengan persamaan berikut.

$$\theta = \frac{584 \times T \times L}{G \times d_s^4} \quad (2.20)$$

θ = defleksi puntiran ($^\circ$)

T = momen puntir (kg mm)

L = panjang poros (mm)

G = konstanta (untuk baja, $8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$)

d_s = diameter poros (mm)

Putaran kritis merupakan salah satu hal yang sangat penting untuk diperhitungkan dalam perencanaan poros. Putaran mesin didekat atau di atas putaran kritis tidak terlalu berbahaya. Akan tetapi demi keamanan, diambil pedoman bahwa putaran poros maksimum tidak boleh melebihi 80% putaran kritisnya. Untuk menghitung putaran kritis dapat digunakan persamaan berikut.

$$N_c = \frac{52700 \times d_s^2}{\ell_1 \times \ell_2} \times \sqrt{\frac{L}{m}} \quad (2.21)$$

Dimana:

N_c = putaran kritis (rpm)

d_s = diameter poros (mm)

ℓ_1 = jarak ke bantalan satu (mm)

ℓ_2 = jarak ke bantalan satu (mm)

L = panjang poros (mm)

m = massa benda (kg)

Perlu diperhatikan bahwa dalam penentuan putaran kritis, gaya yang diperhitungkan hanyalah gaya berat dari masa yang berputar membebani poros saja, sedangkan gaya luar tidak ada sangkut pautnya. Berat poros sendiri dapat diabaikan jika ukup kecil. Akan tetapi, jika dirasa cukup besar dibandingkan dengan berat masa yang membebaninya, maka setengah dari berat poros tersebut dapat ditambahkan pada berat beban yang ada. Bila terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka dihitung terlebih dahulu putaran kritis dari masing masing benda tersebut seolah olah berada sendiri pada poros. Besar putaran kritis keseluruhan dari sistem adalah sebagai berikut.

$$\frac{1}{N_{C0}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2} + \dots \quad (2.22)$$

Dimana:

N_{C0} = putaran kritis keseluruhan

N_{C1} = putaran kritis benda 1

N_{C2} = putaran kritis benda 2

N_{C3} = putaran kritis benda 3

2.2.10 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur (Sularso & Suga, 2008). Oleh karena itu, bantalan haruslah kokoh agar poros dan elemen mesin lainnya dapat bekerja dengan baik. Apabila bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka kinerja elemen mesin akan menurun dan tidak maksimal.

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis. Jika suatu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut

dinamakan beban ekivalen statis. Sebelum memulai perhitungan ini, perlu diketahui beberapa faktor yang penting dalam perhitungan bantalan. Faktor tersebut dapat dilihat pada tabel 2.6 dan 2.7.

Tabel 2. 7 Harga faktor V, X, dan Y (Sularso, 2008)

Jenis bantalan		beban putar pada cincin dalam	beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda	
				V	X	Y	X
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,3	1	2,3
	$F_a/C_0 = 0,028$				1,99		1,9
	$F_a/C_0 = 0,056$				1,71		1,71
	$F_a/C_0 = 0,084$				1,55		1,55
	$F_a/C_0 = 0,011$				1,45		1,45
	$F_a/C_0 = 0,017$				1,31		1,31
	$F_a/C_0 = 0,028$				1,15		1,15
	$F_a/C_0 = 0,042$				1,04		1,04
	$F_a/C_0 = 0,056$				1		1

Tabel 2. 8 Ukuran dan kapasitas bantalan (Sularso, 2008)

Nomor bantalan			Ukuran			Kapasitas nominal dinamis spesifik C_d (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
jenis ter buka	dua sekat	dua sekat tanpa kotak	diameter lubang bantalan	diameter luar bantalan	tebal bantalan		
6200	6200ZZ	6200ZZ	10	30	9	400	236
6201	01ZZ	01ZZ	12	32	10	535	305
6202	02ZZ	02ZZ	15	35	11	500	360
6203	6203ZZ	6203ZZ	17	40	12	750	460
6204	04ZZ	04ZZ	20	47	14	1000	635
6205	05ZZ	05ZZ	25	52	15	1100	730
6206	6206ZZ	6206ZZ	30	62	16	1530	1050
6207	07ZZ	07ZZ	35	72	17	2010	1430
6208	08ZZ	08ZZ	40	80	18	2380	1650
6209	6209ZZ	6209ZZ	45	85	19	2570	1880
6210	10ZZ	10ZZ	50	90	20	2750	2100

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg), maka beban ekivalen dinamis P (kg) adalah sebagai berikut.

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad (2.23)$$

Dimana:

P_r = beban ekivalen dinamis (kg)

X = nilai faktor F_r

Y = nilai faktor F_a

V = faktor jenis pembebanan

Umur nominal L (90% dari jumlah sampel, setelah berputar 1 juta putaran, tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding) dapat ditentukan dengan menentukan faktor kecepatan, faktor umur terlebih dahulu. Faktor kecepatan dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut.

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

Dimana:

f_n = faktor kecepatan

n_2 = kecepatan putar akhir

Faktor umur dapat dicari menggunakan rumus sebagai berikut.

$$f_h = f_n \frac{C_d}{P_r} \quad (2.25)$$

Dimana:

f_h = faktor umur

f_n = faktor kecepatan

C = beban nominal dinamis spesifik

P_r = beban ekivalen dinamis

Umur nominal untuk bantalan bola dapat dicari menggunakan rumus sebagai berikut.

$$L_h = 500f_h^3 \quad (2.26)$$

Dimana:

L_h = umur nominal

f_h = faktor umur

Dengan bertambah panjangnya umur karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan L_n yang dikalikan dengan faktor koreksi. Jika L_n menyatakan keandalan umur $(100-n)(\%)$, maka

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h$$

Dimana:

- a_1 = faktor keandalan (tabel 4.10)
- a_2 = faktor bahan. 1 untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih 3 untuk baja bantalan de-gas hampa.
- a_3 = faktor kerja. 1 untuk kondisi kerja normal, dan kurang dari 1 untuk kondisi sebagai berikut.
1. Bantalan bola, dengan pelumasan minyak berviskositas 13 atau kurang.
 2. Bantalan rol, dengan pelumasan minyak berviskositas 20 atau kurang.
 3. Kecepatan rendah yang besarnya sama dengan atau kurang dari 10000 dibagi diameter jarak bagi elemen gelinding.

Tabel 2. 9 harga faktor keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21