

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian sebelumnya membahas pengembangan mesin penghancur limbah kaca dengan berbagai mekanisme. Silaban dkk. (2020) merancang mesin model daun rotari kapasitas 30 kg/jam yang menggunakan motor bensin 5,5 HP. Penelitian ini menekankan pada aspek manufaktur dengan waktu pengerjaan 17 jam 15 menit, tetapi tidak menyertakan analisis kekuatan statis maupun pengujian kapasitas riil terhadap teoritis.

Jamaluddin dkk. (2023) mengembangkan mesin pencacah botol kaca berbasis Arduino Uno. Mesin ini dilengkapi sensor sortir warna dan sistem pencacah pukul (*hammer shredder*). Menggunakan motor 0,5 HP (2800 rpm) dengan transmisi sabuk dan puli, fokus utama penelitian ini adalah integrasi sensor dan waktu operasi, tapi belum menggunakan saringan untuk mengontrol ukuran output yang beragam.

Caesar, (2020) merancang mesin rotor ganda arah berlawanan kapasitas 112 kg/jam dengan analisis FEA mendalam pada rangka dan poros yang memakai material SC45. Mesin ini menggunakan motor 5 HP dan gearbox WPA 70, tetapi penelitian ini hanya sampai pada tahap perancangan simulasi tanpa membuat prototipe fisik.

Wensen dkk. (2024) membangun mesin satu poros dengan mata pisau model empat mata cakar untuk kebutuhan agregat beton di Teknik Sipil. Menggunakan motor 3 HP dengan transmisi rantai, penelitian ini mencakup proses manufaktur lengkap, tetapi tidak menyertakan simulasi kekuatan statis untuk memvalidasi keamanan struktur rangka dan poros.

Dzulhaj dkk. (2020) merancang mesin pencacah rotor ganda tipe putaran cepat (1800 rpm) dengan kapasitas 30 kg/jam menggunakan motor bensin 5,5 HP dan 20 pasang pisau. Penelitian ini fokus pada uji operasional mesin, tetapi belum melibatkan analisis kekuatan material secara numerik dan penggunaan sieve untuk standarisasi ukuran butiran.

Tabel 2.1 Perbandingan variabel penelitian

Kategori	Peneliti 1 (Silaban dkk., 2020)	Peneliti 2 (Jamaluddin dkk., 2023)	Peneliti 3 (Syamsi dkk., 2020)	Peneliti 4 (Wensen dkk., 2024)	Peneliti 5 (Dzulhaj dkk., 2020)
Sistem Penghancur	<i>Rotary leaf multi-level</i>	<i>Hammer shredder</i> dan sensor sortir	<i>Dual shaft shredder</i>	<i>Single shaft</i> dan 4 mata cakar	<i>Dual shaft shredder</i> tipe putaran cepat
Mekanisme Utama	Pukul dan potong	<i>Impact</i> (pukul bebas)	<i>Counter-rotating</i> (remuk & potong)	Robek dan cacah	<i>Counter-rotating</i> (remuk)
Transmisi & Putaran	Tidak dirinci secara detail	<i>Belt-pulley</i> (reduksi 2:1), 1400 rpm	<i>Gearbox</i> WPA 70 (1:20), 36,25 rpm	<i>Sprocket</i> dan Rantai	<i>Direct/high speed</i> (1800 rpm)
Daya Penggerak	Motor Bensin 5,5 HP	Motor Listrik 0,5 HP	Motor Listrik 5 HP	Motor Listrik 3 HP	Motor Bensin 5,5 HP
Analisis FEA Statis	Tidak ada	Tidak ada	Ada (Rangka, Poros, Pisau)	Tidak ada	Tidak ada
Kontrol Ukuran (Sieve)	Tidak ada	Tidak ada	Tidak ada	Tidak ada	Tidak ada
Kapasitas Target	30 kg/jam	± 5 detik/botol	112 kg/jam	Eksperimental	30 kg/jam
Status Akhir	Prototipe & Manufaktur	Prototipe & Kendali Sensor	Desain & Simulasi	Prototipe & Manufaktur	Prototipe & Uji Operasional

Berdasarkan kajian terhadap beberapa penelitian terdahulu pada, diketahui bahwa penelitian-penelitian tersebut telah membahas topik yang relevan dengan penelitian ini, namun memiliki keterbatasan dari sisi integrasi antara simulasi kekuatan struktur (FEA), simulasi gerak (*motion analysis*), dan penggunaan ukuran kekuatan material sebagai dasar perhitungan kebutuhan daya penggerak mesin.

Penelitian ini berbeda dari penelitian sebelumnya karena membahas pengurangan volume limbah kaca pada skala laboratorium. Keunggulan utama penelitian ini terletak pada penggunaan parameter kebutuhan energi penghancuran kaca sebagai dasar penentuan parameter desain untuk menentukan putaran rotor, kebutuhan daya, dan sistem transmisi. Selain itu, penelitian ini difokuskan pada penghancuran limbah kaca yang memiliki karakteristik material getas (*brittle material*) menggunakan konfigurasi rotor skala kecil dengan 4 pin dan 16 *hammer*.

Selain itu, penelitian ini menggunakan validasi dan evaluasi numerik melalui simulasi virtual menggunakan program Solidworks. Penelitian ini juga menerapkan saringan dengan bukaan 5 mm untuk mengetahui jenis fraksi agregat yang dihasilkan. Oleh karena itu, penelitian ini diharapkan dapat berkontribusi pada pengembangan teknologi tepat guna untuk pengolahan limbah. Hal ini penting dalam menjawab perumusan masalah dan melengkapi hasil penelitian yang sudah ada sebelumnya.

2.2 Landasan Teori

Landasan teori pada penelitian ini digunakan sebagai dasar dalam proses perancangan dan perhitungan mesin *hammer mill* penghancur kaca. Teori difokuskan pada karakteristik material kaca, mekanisme penghancuran, prinsip kerja *hammer mill*, serta konsep perhitungan desain dan proses manufaktur untuk membangun prototipe.

2.2.1 Karakteristik Material Kaca dan potensinya

Kaca merupakan material amorf yang bersifat getas dan cenderung mengalami kegagalan secara tiba-tiba ketika menerima tegangan yang melebihi kekuatan patahnya tanpa mengalami deformasi plastis yang signifikan (Callister & Rethwisch, 2020). Karakteristik tersebut terjadi karena struktur atom kaca tidak tersusun secara kristalin teratur sehingga tidak memungkinkan terjadinya pergeseran bidang atom secara mudah saat menerima pembebanan (Surdia & Saito, 1999). Akibatnya, kaca cenderung mengalami retak dan pecah menjadi serpihan-serpihan kecil tanpa perubahan bentuk permanen seperti yang ditunjukkan pada 2-1 (Pixabay, 2016). Potensi penggunaan limbah kaca yang rapuh ini dalam industri daur ulang limbah rumah tangga adalah bahan pengikat atau agregat dalam industri beton atau mortar.

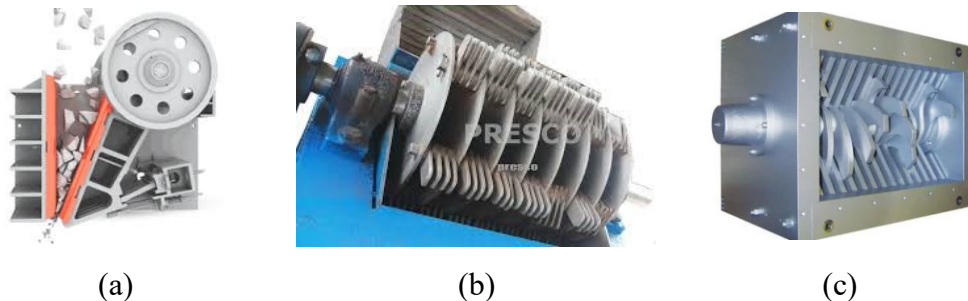


Gambar 2. 1 Pecahan Kaca

Berdasarkan standarisasi internasional, agregat diklasifikasikan menjadi agregat halus dan agregat kasar menggunakan batas ayakan No.4 (4,75 mm). Agregat halus merupakan material yang lolos ayakan No.4, sedangkan agregat kasar merupakan material tertahan pada ayakan tersebut (*Specification for Concrete Aggregates*, 2024). Klasifikasi ini telah banyak diterapkan pada penelitian penerapan limbah kaca sebagai agregat beton (Rashad, 2014). Menurut standar nasional indonesia (SNI), agregat halus memiliki ukuran butir paling besar 5 mm (≤ 5 mm) dan agregat kasar memiliki ukuran butir dengan rentang 5 mm sampai 40 mm (> 5 mm).

2.2.2 Kominusi (*Size Reduction*)

Pengecilan ukuran material (*size reduction*) pada material getas (*brittle*) dilakukan dengan memanfaatkan kelemahannya terhadap beban kejut, tekan, maupun geser guna memicu kegagalan struktur seketika tanpa deformasi plastis. Menurut teori penghancuran, mekanisme utama yang efektif meliputi gaya tekan (*compression*) untuk memecah bongkahan besar, gaya pukul (*impact*) untuk reduksi cepat, serta gaya geser (*shear*) (McCabe dkk., 1993).



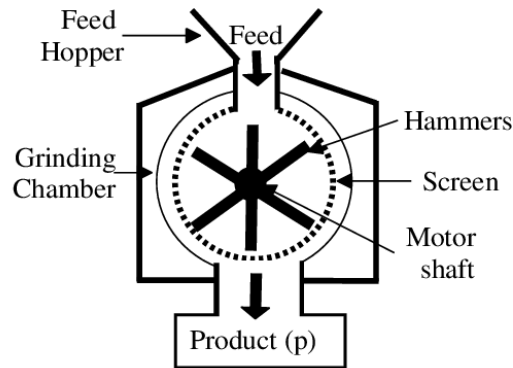
Gambar 2. 2 (a) *Jaw Crusher*, (b) *Hammer Mill* dan (c) *Shear Blade Shredder*

Pada gambar 2.2 a (Sanyuantang, 2026) menunjukkan contoh mesin pengecil ukuran material dengan mekanisme *compression* yaitu *jaw crusher*. Gambar 2.2 b (Presco, 2023) menunjukkan mesin *hammer mill* yang menggunakan mekanisme *impact*, dan gambar 2.2 c (Mercodor, 2026) menunjukkan mesin shredder dengan mekanisme *shear blade*.

Hammer mill dinilai lebih efektif dalam mereduksi ukuran partikel material yang bersifat getas (*brittle*) melalui mekanisme tumbukan bilah palu (*hammer*). Tumbukan berkecepatan tinggi yang diberikan hammer menyebabkan material mengalami retak awal (*initial fracture*) yang kemudian mengalami fragmentasi

akibat tumbukan berulang. Oleh karena itu, material hasil penghancuran umumnya keluar dalam bentuk partikel dengan ukuran yang lebih kecil (Angelopoulos dkk., 2025).

2.2.3 Cara Kerja Hammer Mill



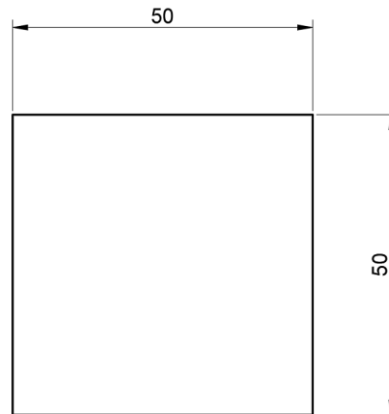
Gambar 2. 3 Cara Kerja *Hammer Mill*

Pada Gambar 2. 3 (Diop dkk., 2024) ketika material yang akan dihancurkan masuk kedalam *feed hopper*, material akan jatuh menuju ruang penghancur (*grinding chamber*) dimana mekanisme bilah palu (*hammers*) berputar dengan kecepatan tinggi. Kecepatan minimum yang diperlukan untuk menghasilkan energi yang dapat menghancurkan kaca adalah 600 rpm (Cahyono, 2021). Bilah palu akan menghantam material berulang kali hingga hancur dan hasil penghancuran material yang sudah mengecil sesuai dengan ukuran saringan (*sieve*) akan melewati lubang-lubang pada saringan yang berupa plat baja berlubang dan jatuh ke *output hopper* dan menjadi produk akhir dari proses.

2.2.4 Perhitungan Desain Mesin

1) Energi Impak Material

Energi impak material merupakan energi minimum yang diperlukan material untuk mengalami fraktur akibat tumbukan. Pada material getas seperti kaca, energi impak digunakan untuk menentukan kebutuhan energi minimum penghancuran. Pendekatan praktis yang digunakan pada perancangan mesin penghancur berbasis hantaman (*impact*) adalah dengan memperoleh data empiris secara eksperimental menggunakan ukuran maksimum material yang masuk ke dalam ruang penghancur sebagai pertimbangan dan menguji ukuran itu pada alat uji *impact* (*impact testing machine*) (Buana, 2026).



Gambar 2. 4 Dimensi Spesimen Uji *Impact*

Spesimen yang akan digunakan memiliki dimensi 50 mm × 50 mm dan memiliki variasi ketebalan mengikuti ketebalan umum yang ditemukan pada sampah kaca rumah tangga. Energi impak material sebagai besaran Energi memiliki satuan joule (J) dan memiliki ekuivalen pada besaran lain yaitu torsi dengan satuan Newton meter (Nm). Maka dari itu hasil perhitungan ini menentukan seberapa besar torsi konstruksi yang diperlukan untuk menghancurkan kaca karena 1 J sama dengan 1 Nm.

$$E_{\text{impak}} = T_{\text{penghancuran}} \quad 2-1$$

Dengan:

E_{impak} : Energi impak material (J)

$T_{\text{penghancuran}}$: torsi penghancuran material (Nm)

2) Torsi Konstruksi (T_k) dan Daya Motor (P_m)

Torsi konstruksi adalah parameter yang digunakan sebagai dasar dalam merancang komponen mesin agar mampu bekerja dengan aman terhadap beban kerja nyata. Parameter ini menentukan seberapa besar kekuatan yang diperlukan untuk memutar sistem rotor pada mesin terhadap beban yang ditanggung dan panjang jari-jari sistem rotor (Budynas dkk., 2015).

$$T_k = (E_{\text{impak}} + F_{\text{rotor mass}}) \times \frac{1}{2} \times D_{\text{rotor}} \quad 2-2$$

dengan:

$$F_{\text{rotor mass}} = m_{\text{rotor}} \times g \quad 2-3$$

T_k : torsi konstruksi (Nm)
 $F_{\text{rotor mass}}$: gaya dari massa rotor (N)
 g : percepatan gravitasi (m/s^2)
 m_{rotor} : massa rotor (Kg)
 D_{rotor} : diameter rotor (m)

Torsi memiliki hubungan dengan daya. Daya adalah kemampuan untuk melakukan kerja tiap satuan waktu atau laju melakukan usaha (Sularso & Suga, 1997). Hubungan torsi dan daya dapat dilihat pada persamaan 2-4.

$$P_m = T_m \times \omega_m \quad 2-4$$

P_m : daya motor (Watt)
 T_m : torsi motor (Nm)
 ω_m : kecepatan sudut motor (rad/s)

pada rumus 2-4 kecepatan sudut yang awalnya memiliki satuan rpm diubah menjadi rad/s dengan rumus konversi.

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} \quad 2-5$$

untuk mencari torsi motor, torsi konstruksi dikalikan dengan rasio puli pada persamaan 2-7.

$$T_m = \frac{T_k}{i} \quad 2-6$$

3) Perencanaan Sistem Transmisi puli dan sabuk v

Puli dan sabuk v merupakan sistem pemindah daya yang digunakan untuk meneruskan putaran dan daya dari suatu poros ke poros lainnya melalui media sabuk yang melilit puli. Sabuk yang melilit puli berfungsi untuk mengatur kecepatan dari input (motor) ke output (rotor) menggunakan rasio diameter puli untuk mempercepat atau memperlambat kecepatan putar rotor (Sularso & Suga, 1997). Transmisi puli menggunakan rasio antara puli penggerak dan yang digerakkan, berikut ini adalah rumus perbandingannya.

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad 2-7$$

Dengan:

N_1 : kecepatan putar puli penggerak (rpm)

N_2 : kecepatan putar puli yang digerakkan (rpm)

D_1 : diameter puli penggerak (m)

D_2 : diameter puli yang digerakkan (m)

i : rasio puli

Daya yang ditransmisikan pada puli harus dikalikan dengan faktor koreksi (f_c).

Setelah dikalikan dengan faktor koreksi maka didapatkanlah daya motor yang akan dipakai.

$$P_d = f_c P_m$$

2- 8

dengan :

P_d : daya rencana (watt atau kilowatt)

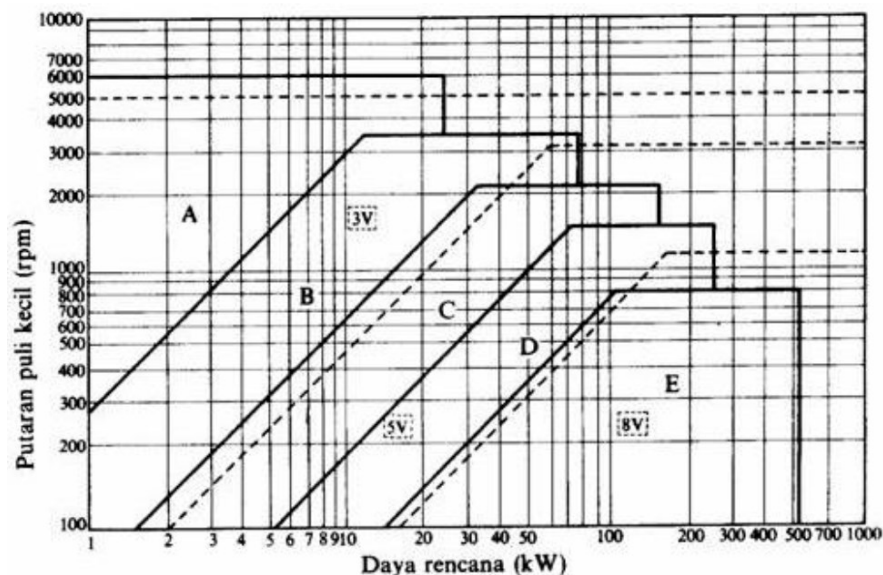
f_c : faktor koreksi (lihat gambar tabel)

Tabel 2 1 Faktor Koreksi Daya Rencana pada perencanaan Sabuk V

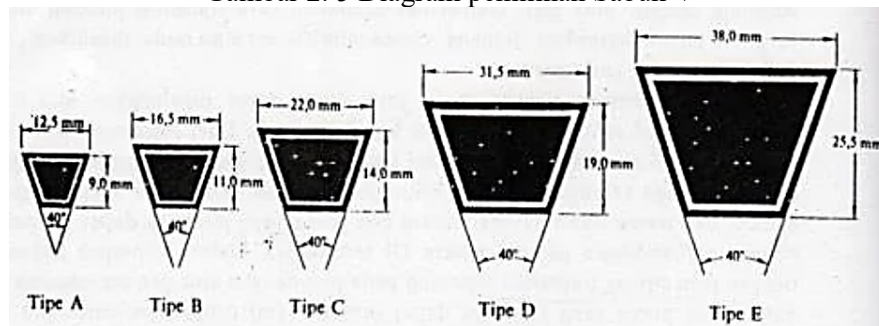
Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar baging, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor searah (lilitan kompon, lilitan 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
Variabel 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
Variabel beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin pencetak.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variabel beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, pilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar baging, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor searah (lilitan 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
Variabel beban bebas	Penghancur, gilingan bola attau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender).	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2

Setelah diketahui daya motor yang akan digunakan, maka identifikasi jenis penampang sabuk yang akan digunakan berdasarkan gambar 2.6.



Gambar 2. 5 Diagram pemilihan Sabuk V



Gambar 2. 6 Ukuran Penampang Sabuk V

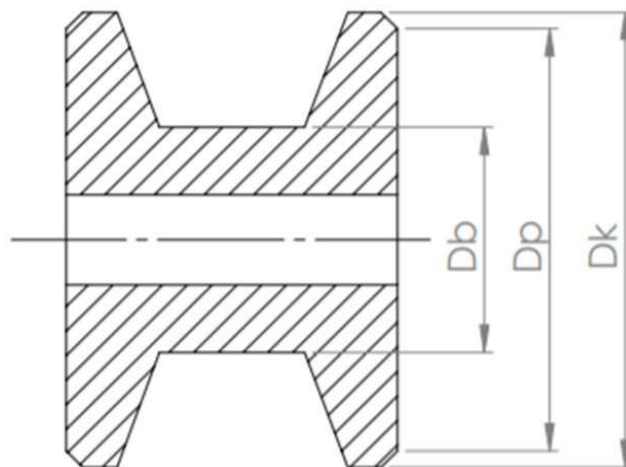
Apabila jenis penampang sabuk sudah didapatkan maka selanjutnya dilakukan perhitungan ukuran puli berdasarkan tabel, pada tabel 2.1 dan 2.2 (Sularso & Suga, 1997) diperlihatkan ukuran minimum puli yang diizinkan dan dianjurkan berdasarkan tipe sabuk.

Tabel 2 2 Diameter minimum puli yang diizinkan dan disarankan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minimum yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minimum yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tabel 2 3 Ukuran Puli V

Penampang Sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi dp)	α (°)	W^*	L_o	K	K_o
A	71 – 100	34	11,95	9,2	4,5	8
	101 – 125	36	12,12			
	126 atau lebih	38	12,3			
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5
	161 – 200	36	16,07			
	201 atau lebih	38	16,29			
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7	12
	251 – 315	36	21,45			
	316 atau lebih	38	21,72			
D	355 – 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5
	451 atau lebih	38	31,14			
E	500 – 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3
	631 atau lebih	38	37,45			



Gambar 2. 7 Dimensi Puli

Pada gambar 2.8 dapat dilihat dimensi dari puli yang akan dihitung dan pada sistem puli dan sabuk v terdapat dua puli dengan diameter yang berbeda. Puli pertama disebut puli kecil dan puli kedua disebut puli besar. Untuk mendapatkan diameter kedua puli tersebut digunakan rumus berikut.

untuk puli kecil digunakan:

$$\begin{aligned} d_b &= d_p - 2K_o \\ d_k &= d_p + 2K \end{aligned} \quad 2-9$$

diameter *pitch* (d_p) pada puli kecil merujuk pada tabel 2.1. untuk puli besar digunakan:

$$\begin{aligned} D_P &= d_p \cdot i \\ D_B &= D_P - 2K_o \\ D_K &= D_P + 2K \end{aligned} \quad 2-10$$

dengan;

d_b : diameter bawah puli kecil (mm)

d_k : diameter luar puli kecil (mm)

D_P : diameter *pitch* puli besar (mm)

D_B : diameter bawah puli besar (mm)

D_K : diameter luar puli besar (mm)

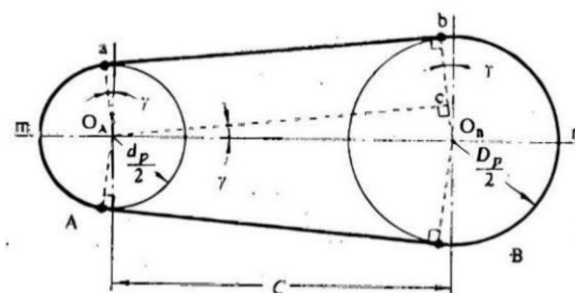
Setelah mengetahui dimensi puli, maka dilakukan penentuan panjang sabuk v dan nomor nominal sabuk yang digunakan. Jarak antara sumbu poros puli kecil dan sumbu poros puli besar (C_r) direncanakan sesuai kebutuhan.

$$L_R = 2C_r + \frac{\pi}{2}(d_p + D_P) + \frac{1}{4C_r}(D_P - d_p)^2 \quad 2-11$$

dengan :

L_R : panjang sabuk, dibulatkan keatas (mm)

C_r : jarak antar sumbu poros puli kecil dan puli besar (mm)



Gambar 2. 8 Perhitungan Panjang Sabuk V

Panjang sabuk yang sudah dibulatkan keatas akan dibagi dengan 25,4 untuk mendapatkan nomor sabuk yang akan digunakan. Lalu lihat tabel 2.3 untuk menemukan nomor sabuk dan panjang aktualnya.

$$No. sabuk = \frac{L_R}{25,4} \quad 2-12$$

Mendapatkan sabuk dengan panjang yang sama dengan hasil perhitungan umumnya sulit, maka dari itu jarak sumbu poros (C) dinyatakan dalam rumus:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad 2-13$$

di mana:

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \quad 2-14$$

L adalah panjang sabuk aktual yang didapat dari nomor nominal dalam satuan mm. selanjutnya adalah menentukan jumlah sabuk dengan menghitung sudut kontak.

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \quad 2-15$$

Setelah didapatkan nilai sumbu kontak maka dilanjutkan dengan mencari jumlah sabuk yang akan digunakan. Nilai P_θ dan K_θ dapat dilihat pada gambar tabel.

$$N = \frac{P_d}{P_\theta \times K_\theta} \quad 2-16$$

P_d : daya rencana (kW)

P_θ : kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal (kW)

K_θ : faktor koreksi

Tabel 2 4 Tabel Kapasitas Daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal

Putaran Puli Kecil (rpm)	Penampang A							
	Merek Merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	67 mm	100 mm	1,25–1,34	1,35–1,51	1,52–1,99	2
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02

Putaran Puli Kecil (rpm)	Penampang A							
	Merek Merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	67 mm	100 mm	1,25–1,34	1,35–1,51	1,52–1,99	2
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,1
1000	0,52	1,18	0,39	1	0,08	0,1	0,11	0,12
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,1	0,12	0,13	0,15
1400	0,66	1,54	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,18
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,2
Putaran Puli Kecil (rpm)	Penampang B							
	Merek Merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	118 mm	150 mm	118 mm	150 mm	1,25–1,34	1,35–1,51	1,52–1,99	2
200	0,51	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,06	0,07
400	0,9	1,38	0,74	1,18	0,09	0,1	0,12	0,13
600	1,24	1,93	1	1,64	0,13	0,15	0,18	0,2
800	1,56	2,43	1,25	2,07	0,18	0,2	0,23	0,26
1000	1,85	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,3	0,33
1200	2,11	3,35	1,65	2,82	0,26	0,31	0,35	0,4
1400	2,35	3,75	1,83	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	2,67	4,12	1,98	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

Tabel 2 5 Faktor Koreksi K_0

$(D_p - d_p) / C$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor koreksi K_0
0	180	1
0,1	174	0,99
0,2	169	0,97
0,3	163	0,96
0,4	157	0,94
0,5	151	0,93
0,6	145	0,91
0,7	139	0,89
0,8	133	0,87
0,9	127	0,85
1	120	0,82
1,1	113	0,8
1,2	106	0,77
1,3	99	0,73

$(D_p - d_p) / C$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor koreksi $K\theta$
1,4	91	0,7
1,5	83	0,65

Tabel 2 6 Panjang Sabuk v Standar

nomor nominal		nomor nominal		nomor nominal		nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Setelah mendapatkan nominal nomor sabuk, ukurannya, dan jumlah sabuk. Area penyetelan panjang kedua sumbu poros (C_r) puli harus ditentukan karena sabuk memerlukan tegangan yang cukup dan sesuai saat beroperasi. Penentuan area penyetelan ditentukan pada tabel dengan memerhatikan nomor nominal sabuk dan panjang keliling sabuk yang didapat.

Tabel 2 7 Daerah penyetelan Jarak Sumbu Poros

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	ke sebelah dalam dari letak standar ΔC_i					ke sebelah luar dari letak standar ΔC_t (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11–38	280–970	20	25	–	–	–	25
38–60	970–1500	20	25	40	–	–	40
60–90	1500–2200	20	35	40	–	–	50
90–120	2200–3000	25	35	40	–	–	65
120–158	3000–4000	25	35	40	50	–	75

4) Perencanaan Poros dengan beban bengkok dan puntir.

Poros dibagi menjadi tiga kategori berdasarkan pembebanannya. Poros transmisi dengan beban puntir murni atau puntir dan lentur, spindel dengan beban puntir murni, lalu gandar dengan yang hanya mendapatkan beban lentur dan hanya akan mendapat beban puntir kalau digerakkan (Sularso & Suga, 1997).

Perhitungan perencanaan poros bertujuan untuk mendapatkan diameter poros yang aman digunakan untuk operasional mesin dengan memerhatikan kekakuan, pembebanan kritis, bahan dan putaran kritis. Diameter poros dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$D \geq \left[\frac{16}{\pi \tau_a} \times \sqrt{(M_b \times C_b)^2 + (T_k \times K_t)^2} \right]^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad 2-17$$

dengan:

D : diameter poros minimum (mm)

τ_a : tegangan ijin (kg/mm^2)

M_b : momen bengkok atau momen lentur (Nm)

K_t : faktor koreksi momen puntir (1,5-3,0)

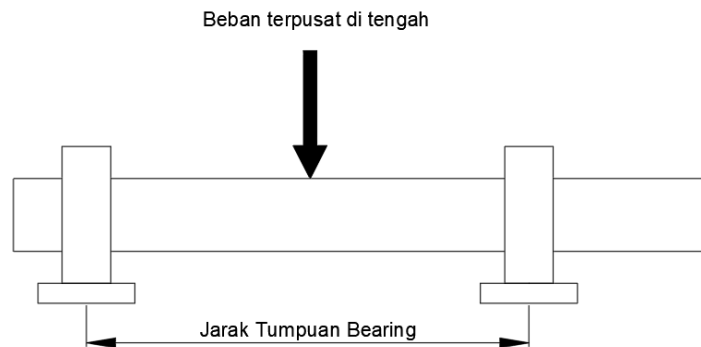
T_k : torsi konstruksi (Nm)

C_b : faktor koreksi beban lentur (1,2-2,3)

di mana :

$$M_b = \frac{1}{2} \times F \times l$$

2- 18



Gambar 2. 9 Diagram Benda Bebas Poros

F : beban terpusat ditengah (N)

l : jarak tumpuan bantalan (mm)

untuk mencari tegangan ijin, perlu diketahui material poros untuk memilih kekuatan tariknya juga faktor kemanannya. Berikut rumus mencari tegangan ijin:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

2- 19

σ_B : kekuatan tarik (kg/mm^2)

Sf_1 : faktor keamanan pengaruh bahan

Sf_2 : faktor keamanan pengaruh konsentrasi tegangan

Tabel 2 8 Kekuatan Tarik Bahan Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan tarik (Kg/mm^2)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	—
	S 35 C	“	52	—
	S 40 C	“	55	—
	S 45 C	“	58	—
	S 50 C	“	62	—
	S 55 C	“	66	—
Batang baja yang difinis dingin	S 35 C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan dari hal-hal tersebut
	S 40 C-D	-	60	
	S 45 C-D	-	72	

Faktor keamanan yang dipengaruhi bahan (Sf_1) untuk bahan poros berbasis SF memiliki nilai 5,6, sementara untuk bahan poros S-C nilainya 6. Faktor keamanan yang dipengaruhi konsentrasi tegangan (Sf_2) memiliki nilai antara 1,3 sampai 3. Faktor koreksi beban lentur (C_b) memiliki nilai 1,2 sampai 2,3 apabila akan diaplikasikan beban lentur. Faktor koreksi momen puntir (K_t) memiliki nilai 1,5 sampai 3 apabila beban dikenakan tumbukan besar (Sularso & Suga, 1997).

5) Perencanaan Pasak

Pasak atau *key* adalah komponen mesin yang berfungsi sebagai pengunci putaran komponen yang dirakit pada sistem poros. Pasak yang bagus adalah pasak yang memiliki ketahanan terhadap pembebanan yang direncanakan pada poros. Pasak dirancang mengikuti standarisasi yang disesuaikan dengan parameter perhitungan dan dipilih berdasarkan tabel standar pada gambar 2.10 (Sularso & Suga, 1997).

Ukuran-ukuran Utama (Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1, \text{ dan } b_2$	Ukuran standar h		C	l	Ukuran Standar h_1	Ukuran Standar h_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak Tirus				Pasak Prismatis	Pasak Lurus	Pasak Tirus		
2 x 2 3 x 3 4 x 4 5 x 5 6 x 6	2 3 4 5 6	2 3 4 5 6		0,16-0,25	6-20 6-36 8-45 10-56 14-70	1,2 1,8 2,5 3,0 3,5	1,0 1,4 1,8 2,3 2,8	0,5 0,9 1,2 1,7 2,2		0,08-0,16	Lebih dari 6-8 " 8-10 " 10-12 " 12-17 " 17-22
(7 x 7) 8 x 7 10 x 8 12 x 8 14 x 9	7 8 9 10 12	7 7 8 8 9	7,2	0,25-0,40	16-80 18-90 22-110 28-140 36-160	4,0 4,0 5,0 5,0 5,5	3,01 3,3 3,3 3,3 3,8	3,0 2,4 2,4 2,4 2,9		0,16-0,25	" 20-25 " 22-30 " 30-38 " 38-44 " 44-50
(15 x 10) 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14	15 16 18 20 22	10 10 11 12 14	10,2	0,40-0,60	40-180 45-180 50-200 56-220 63-250	5,0 6,0 7,0 7,5 9,0	5,0 4,3 4,4 4,9 5,4	5,0 3,4 3,4 3,9 4,4		0,25-0,40	" 50-55 " 50-58 " 58-65 " 65-75 " 75-85
(24 x 16) 25 x 14 28 x 16 32 x 18	24 25 28 32	16 14 16 18	16,2	0,60-0,80	70-280 70-280 80-320 90-360	8,0 9,0 10,0 11,0	8,0 5,4 6,4 7,4	8,0 4,4 5,4 6,4		0,40-0,60	" 80-90 " 85-95 " 95-110 " 110-130

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel. 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 53, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Gambar 2. 10 Tabel Ukuran Pasak Standar

6) Simulasi gerak (*Motion Analysis*)

Motion analysis metode simulasi berbasis komputer yang digunakan untuk menganalisis karakteristik gerak suatu sistem mekanik secara virtual dengan mempertimbangkan hubungan kinematika dan dinamika antar komponen

penyusun, sehingga dapat diperoleh parameter seperti perpindahan, kecepatan, percepatan, gaya, dan torsi selama mekanisme bekerja. Simulasi ini membantu untuk memvalidasi hasil perhitungan parameter yang telah dilakukan.

7) Simulasi Analisis Elemen Hingga

Simulasi analisis elemen hingga atau Finite Element Analysis (FEA) dilakukan pada bagian rangka pada mesin dengan tipe simulasi pembebanan statis. Parameter yang dijadikan tolak ukur adalah tegangan (*stress*), lendutan (*displacement*), dan *Factor of Safety* (FoS). *Stress* pada area pembebanan tidak boleh melebihi tegangan luluh (*yield strenght*) material yang digunakan, sedangkan lendutan pada area yang diberi pembebanan tidak boleh melewati ukuran yang menyebabkan deformasi berlebihan.

Factor of Safety (FoS) dari sebuah struktur dibagi menjadi tiga kategori berdasarkan nilainya. Faktor keamanan yang digunakan umumnya berkisar antara 1,25-4, dengan nilai 1,25-1,5 apabila kondisi sangat terkontrol, 1,5-2 jika kondisi operasi normal, 2-2,5 apabila kondisi operasi memiliki ketidakpastian sedang, 2,5-4 untuk kondisi dengan ketidakpastian operasi yang lebih tinggi, dan 3-4 apabila kondisi operasi dan pembebanan sangat tidak pasti (Vidosic, 1957).

Angka *Factor of Safety* (FoS) yang telah disebutkan memiliki rentang 1 sampai 4, oleh karena itu nilai FoS ideal untuk sebuah struktur adalah dibawah 4. Apabila nilai FoS sampai diatas 4 maka struktur dinyatakan *over-engineered*.

2.2.5 Fabrikasi Mesin

Mesin yang umumnya digunakan dalam proses manufaktur komponen yang telah dirancang mencakup berbagai mesin perkakas yang lumrah dijumpai pada *workshop* kampus.

1) Mesin Bubut (*Lathe*)

Mesin bubut adalah mesin yang membentuk benda kerja dengan cara memutar benda kerja pada penjepit (*chuck*) dan membentuk benda kerja sesuai dengan profil yang diinginkan menggunakan pahat. Pada proses pembubutan diperlukan perhitungan parameter operasi. Parameter operasi mencakup

kecepatan putar *spindle* dan kecepatan pemakanan benda kerja (Risma dkk., 2025).

$$vc = \frac{n\pi d}{1000} \quad 2-20$$

dengan :

vc : kecepatan sayat (m/menit)

n : kecepatan putar spindle (rpm)

d : diameter benda kerja (mm)

2) Mesin Gurdi (*Drilling Machine*)

Mesin gurdi adalah mesin yang digunakan untuk melubangi benda kerja.

Ukuran lubang pada benda kerja tergantung mata bor (*drill bit*) yang digunakan.

3) Mesin *Milling*

Mesin milling atau *frais* adalah mesin yang membentuk benda kerja dengan cara memutar pahat pada kecepatan putaran tertentu dan menggerakkan eretan pada meja dengan kecepatan pemakanan tertentu secara horizontal, aksial, atau vertikal.

Tabel 2 9. Kecepatan Potong Bahan (vc)

Bahan	Bahan Pisau Frais					
	Baja Karbon	HSS	HSS Super	Stelit	Tantalum Carbit	Tungsten Carbid
Aluminium	83–66	166–332	20–34	267–498	50–84	332–664
Kuningan	13–26	24–58	14–24	50–64	44–64	116–200
Perunggu	10–20	21–44	10–16	34–54	34–50	64–142
Besi Tuang	10–14	10–16	26–42	16–24		42–64
Besi Tempa	12–16	16–26	24–34	30–44		84–108
Baja Karbon Lunak	10–15	10–16	20–30	20–30		50–64
Baja Karbon Sedang	10–14	24–34	14–24	14–20		94–164
Baja Karbon Tinggi		20–30 16–26 10–16		38–50		84–124

4) Mesin Las (*Welding Machine*)

Pengelasan adalah proses penyatuan suatu material baik dua atau lebih menggunakan material pengisi (*filler material*) yang dipanaskan mencapai suhu tertentu dan bertindak sebagai perekat. Dalam konteks fabrikasi mesin penghancur, material yang disatukan adalah logam.

2.2.6 Kapasitas dan Kelistrikan Mesin

1) Kapasitas Produksi Mesin

Kapasitas produksi mesin dihitung dengan membagi massa material yang dihancurkan dengan waktu yang diperlukan untuk menghancurkan material.

$$Q = \frac{m}{t} \quad 2- 21$$

Q : kapasitas produksi (kg/jam)

m : massa material yang dihancurkan (kg)

t : waktu penghancuran material (jam)

2) Persentase Distribusi Ukuran Material

Persentase distribusi ukuran material dicari dengan mengalikan perbandingan material yang terdistribusi secara ukuran dengan massa awal sebelum penghancuran.

$$\%m_{pass} = \frac{\overline{m_{pass}}}{m_1} \times 100\% \quad 2- 22$$

$\%m_{pass}$: persentase distribusi material

m_1 : massa awal material yang dihancurkan (gr)

m_{pass} : rata-rata massa material output (gr)

setelah persentase ukurn material diperoleh, dicari persentase material yang tidak tertimbang saat pengujian akibat proses penghancuran halus.

$$m_{loss} = m_{input} - (m_{lolos} + m_{tidak\ lolos}) \quad 2- 23$$

m_{loss} : massa yang hilang (gr)

m_{input} : massa awal material yang dihancurkan (gr)

m_{lolos} : massa yang lolos pengayakan (gr)

$m_{tidak\ lolos}$: massa yang tidak lolos pengayakan (gr)

3) Daya Motor Listrik Tiga Fasa

Daya motor listrik tiga fasa dihitung dengan mengalikan parameter utama kelistrikan yang telah diukur dengan faktor daya yang tertera pada *nameplate* motor listrik.

$$P_{aktif} = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos\phi \quad 2- 24$$

V	: tegangan terukur (V)
A	: Arus terukur (A)
$\cos\phi$	: faktor daya
$\sqrt{3}$	: konstanta motor 3 fasa
P _{aktif}	: daya aktif (W atau kW)

4) Energi Listrik

Energi listrik adalah jumlah energi yang digunakan motor selama proses penghancuran dalam periode waktu tertentu.

$$E = P \times t \quad 2- 25$$

E : energi listrik (kWh)

P : daya listrik (kW)

t : waktu (jam)

5) *Specific Energy Consumption (SEC)*

SEC adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan 1 kg produk hasil penghancuran.

$$SEC = \frac{E}{m} \quad 2- 26$$

SEC : konsumsi energi spesifik (kWh/kg)

E : energi listrik (kWh)

m : massa material (kg)

6) *Biaya Listrik*

Biaya listrik adalah estimasi biaya yang dikeluarkan untuk mengoperasikan mesin berdasarkan energi listrik tarif listrik yang berlaku.

$$Biaya = E \times tarif \quad 2- 27$$

Jika biaya dihitung per kilogram produk maka:

$$Biaya = SEC \times tarif \quad 2- 28$$

SEC : konsumsi energi spesifik (kWh/kg)

E : energi listrik (kWh)

tarif : harga listrik tiap kWh (Rp/kWh)

Biaya : harga energi yang harus dibayar (Rp)

7) *Persentase Beban Motor*

Persentase beban motor adalah tingkat pemanfaatan daya motor terhadap daya nominal. Parameter ini untuk mengetahui apakah motor sudah mendekati batas maksimum atau masih memiliki cadangan daya.

$$\%beban = \frac{P_{aktual}}{P_{nominal}} \times 100\% \quad 2-29$$

%beban : tingkat pembebanan motor

P_{aktual} : daya aktual motor hasil ukur data (kW)

P_{nominal} : daya tertera pada *nameplate* motor (kW)