

36364/H/09



ITS

Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



RSM
621.815
Wlu
F-1

2009

TUGAS AKHIR - RM 1522 (DS)

RANCANG BANGUN PENYERAT DAN PEMILAH PADA ALAT PENGOLAH SABUT KELAPA

BAYU TUK WINDRIYO
NRP 2103 109 016

Dosen Pembimbing
Ir. J. LUBI
NIP. 130.541.835

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2008

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	12-8-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1151





ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM 1522 (DS)

DESIGN AND CONSTRUCT DEFIBERING AND SCREENER AT COCONUT HUSK PROCESSING MACHINE

BAYU TUK WINDRIYO
NRP 2103 109 016

Academic Supervisor
Ir. J. LUBI
NIP. 130.541.835

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2008

**RANCANG BANGUN PENYERAT DAN PEMILAH
PADA ALAT PENGOLAH SABUT KELAPA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Desain

Program Studi S – 1 Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri


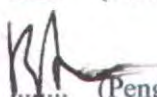


Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

BAYU TUK WINDRIYO

NRP. 2103 109 016

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. J. Lubi
NIP. 130.541.835
 (Pembimbing)
2. Dr. Ing. Ir. I Made Londen B. M.Eng
NIP. 131.576.476
 (Penguji I)
3. Unggul Wasiwitono, ST. M.Eng.Sc
NIP. 132.298.763
 (Penguji II)
4. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.
NIP. 132.173.133
 (Penguji III)

**SURABAYA
AGUSTUS 2008**

RANCANG BANGUN PENYERAT DAN PEMILAH PADA ALAT PENGOLAH SABUT KELAPA

Nama Mahasiswa : BAYU TUK WINDRIYO
NRP : 2103 109 016
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Ir.J.LUBI

ABSTRAK

Sabut kelapa memiliki potensi untuk dapat diolah kembali. Sabut kelapa dapat diolah menjadi serat dan debu kelapa dimana kegunaan dari bahan tersebut adalah sebagai bahan dasar jok pesawat maupun mobil dan sebagai bahan dasar hardboard. Namun karena kurangnya teknologi alat yang dapat memisahkan komponen-komponen buah kelapa dan kurangnya informasi maka selama ini kebanyakan masyarakat khususnya petani kelapa beranggapan buah kelapa hanya dapat dimanfaatkan air dan dagingnya saja. Dan sisanya hanyalah limbah kelapa.

Dengan teknologi tepat guna yang dapat memanfaatkan potensi buah kelapa serta mengubah limbah buah kelapa menjadi sesuatu yang dapat bermanfaat dengan nilai ekonomis tinggi. Dalam hal ini sabut kelapa akan dipisahkan menjadi debu serta serat kelapa. Untuk itulah perlu dibuat suatu alat yang dapat mengurai sabut kelapa menjadi serat kelapa dan debu kelapa, serta memilah antara serat dan debu kelapa tersebut. Metode yang digunakan untuk mengolah sabut kelapa ini adalah dengan penyerat sabut kelapa dan pemilah sabut kelapa

Hasil yang diperoleh dari alat ini berupa komponen buah kelapa yang telah terpisah yakni serat kelapa dan debu kelapa. Yang merupakan bahan baku untuk diolah menjadi barang-barang yang bernilai ekonomis tinggi. Sehingga dapat meningkatkan kesejahteraan para petani kelapa

Kata Kunci : Sabut kelapa, penyerat, pemilah

DESIGN AND CONSTRUCT DEFIBERING AND SCREENER AT COCONUT HUSK PROCESSING MACHINE

Name : BAYU TUK WINDRIYO
NRP : 2103 109 016
Major : Mechanical Engineering Dept. FTI-ITS
Academic Supervisor : Ir.J.LUBI

ABSTRACT

Coconut husk has good potency for being reprocessed and recycled. Coconut husk can be processed to coconut dust and fiber which are having benefit to be main ingredient of car or plane seat and hardboard. Because of lackness of technology to separate coconut fruit components and also information, then during all time, people especially farmers deem that coconut is comsumable at water and fruit meat, and the rest is only garbage.

With correct technology which can use coconut fruit potency and also changes coconut waste into something high economic valuable. In this case, coconut husk will be separated into husk cork and coconut fiber. Because of that, need to be built an apparatus that can set coconut husk apart into coconut fiber and coconut dust. The applied methode to process the coconut husk is husk crushing and sorting.

The obtained result from this apparatus is some sorted components of coconut fruit such as coconut fiber and coconut dust, which are going to be process into high valuable stuffs, as matter as can lift coconut farmer wealth up.

Keywords : *Coconut husk, defibering, screener*

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada ALLAH SWT. Dengan rahmat dan hidayahnya saya bisa menyelesaikan Tugas Akhir saya dengan judul

RANCANG BANGUN PENYERAT DAN PEMILAH PADA ALAT PENGOLAH SABUT KELAPA

Laporan Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) pada bidang study Desain, Jurusan Teknik Mesin ITS, yang bertujuan untuk melatih kemampuan penerapan ilmu-ilmu teknik yang telah dipelajari mulai dari penganalisaan, pemecahan masalah hingga penulisan laporan, sekaligus melatih kemampuan untuk bersosialisasi di dunia kerja nyata.

Laporan Tugas Akhir ini terselesaikan juga berkat orang-orang yang telah membantu, mengilhami dan mendukung penulis. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terimakasih kepada :

- Ayah dan Ibu yang terus mensupport dalam bentuk apapun
- Kakak Drg Anisha P. dan adik Chyntia A. yang terus nanya kapan lulus
- Bpk Ir.J Lubi selaku dosen pembimbing, terimakasih pak....
- Bpk. Dr. Ing. Herman Sasongko, selaku ketua jurusan teknik mesin ITS uber alles
- Bpk Prof.Dr.Ing.Ir I.Made Londen B. M.Eng, Bpk Unggul Wasiwitono, ST. M.Eng Sc, Ibu Wiwiek Hendrowati, ST.MT selaku dosen penguji Tugas akhir saya
- Segenap dosen jurusan T. Mesin, terimakasih pak, bu, atas semua pengetahuan yang diberikan.
- Bpk Wawan Aries selaku TKK Teknik Mesin ITS yang telah memberikan wawasan, pola berpikir serta semangat
- Teman sekaligus partner Tugas Akhir dan Kp yang tangguh cerdas n positif thinking akbar roshikul ilmi
- Seno M46, thanks bantuannya ya.....

- Kurniawan adi M46, gambarmu canggih
- Maman 'sumanto' M46, thanks gambarnya
- Edwin Gam – Arkom sebagai inspirator kami....
- Bang Sarwo, kemarin waktu proposal udah mau dititipin makanan
- Adek Karu yang baik dan sabar sudah banyak membantu saya sebagai editor, penyemangat, dukungan dan jasanya besar.
- Anggota M46 meddi, kemad, cumcum, sugih, ambon, hafid, agus bos, ekomting, jalu, wira, agung, rhu, agus pri, pungi dll.
- Semua senior saya di Teknik Mesin ITS
- Semua anggota lab Desain Mesin ITS
- Semua anggota mesin ekstensi astrid, kadal, dwi, deden, satya, zudi, andhes, udin, anto Lj, akbar LJ, Pamungkas Lj, agus Lj, kebo lj, lumbi 01, saribat 01, wawan 01 dll
- Syarekat rakyat mesin yang dulu pertama merintis time rally di teknik mesin ITS, berkat kalian semua kita bisa memperlihatkan eksistensi Teknik Mesin pada dunia.
- Tim PKM 'Rayuan Pulau Kelapa', Ismail marzuki 04 – khemas titis 05 – dito reynaldi 06 kalian orang hebat
- Bomberman yang mengantarkanku kemana aja, makasih banyak. Jangan suka mogok lagi ya..
- Pak bengkel sakri, pak angguna dan orang loakan demak suwun pak berkat kalian alatku berbentuk dan selamat sampai kampus.
- Semua guru dan teman di SD YKPP Plaju, SMP YKPP Tangkalan Medan, SMP 22 Surabaya, SMU 1 Cirebon
- Putri, karina, hasrat, rona, rina, mita, risa, intan, sucitra rahmayanti, fitri, sari purbaya, merryza anggraini, tantri, you know who
- Karyawan teknik mesin, pak jo, pak prapto, pak budi, pak pan, pak amir, pak sarosa, pak no, pak manufaktur, pak gatot metal, pak metal dan semua karyaman di teknik mesin ITS

Akhir kata dengan segala kerendahan hati kami berharap semoga laporan ini dapat menjadi sumbangan pikiran yang bermanfaat bagi diri kami sendiri dan pihak – pihak yang menggunakan.

Surabaya 17 Agustus 2008

Penulis

DAFTAR ISI

Daftar Isi	Hal
	v
BAB I. Pendahuluan	
1.1 Latar Belakang	I
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	4
BAB II. Kajian Pustaka	
2.1 Informasai Umum	5
2.2 Metode Pengolahan Sabut Kelapa	5
2.3 Penelitian Terdahulu	7
2.3.1 Proses perancangan	8
2.3.2 Subsistem pencacah	9
2.3.3 Subsistem pengayak	12
2.4 Teori Perancangan komponen	13
2.4.1 Rantai dan Sproket	13
2.4.2 Roda gigi	15
2.4.3 Perencanaan Poros	17
2.4.4 Perencanaan Pasak	18
2.4.5 Perencanaan Coupling	19
2.4.6 Perencanaan Bearing	20
2.5 Teori Pelumasan	22
2.6 Teori Kegagalan	23
2.6.1 Maximum Normal Stress Teory	23
2.6.2 Maximum Shear Stress Teory	23
2.6.3 Distortion Energy Teory	24
BAB III. Metodologi	25
3.1 Tahapan Penelitian	25
3.1.1 Perencanaan Penyerat Sabut Kelapa	25
3.1.2 Perencanaan Pemilah Sabut Kelapa	27



3.2	Diagram Alir Penelitian	30
3.7	Variable Hasil	31
3.8	Mechanical Properties	31
BAB IV. Perencanaan Penyerat Sabut Kelapa		33
4.1	Pengembangan Konsep	33
4.1.1	Bagian Penyerat	34
4.1.2	Bagian Penghambat	36
4.1.3	Bagian Penggerak	38
4.1.4	Bagian Konstruksi	38
4.1.5	Equipment Pendukung	39
4.2	Perencanaan Sistem Penyerat	39
4.2.1	Penentuan Kapasitas	42
4.2.2	Penentuan Daya	45
4.2.3	Penentuan Kekuatan Paku dan Silinder	47
4.2.4	Kekuatan Roller Terhadap Gaya Geser	52
4.3	Sistem Penggerak	52
4.4	Perencanaan Rantai dan Sproket	54
4.5	Perencanaan Poros	58
4.5.1	Perencanaan Poros Utama	58
4.5.2	Perencanaan Poros Roller Penghambat	67
4.6	Perencanaan Pasak	74
4.7	Perencanaan bearing	80
4.8	Perencanaan coupling	93
BAB V. Perencanaan Pemilah Serat Kelapa		97
5.1	Pengembangan Konsep	97
5.1.1	Screen Drum	98
5.1.2	Sistem Penggerak	100
5.1.3	Bagian Konstruksi	100
5.2	Perencanaan Pemilah Sabut Kelapa	101
5.2.1	Data Awal	101
5.2.2	Penentuan Spesifikasi Dimensi Alat	101
5.3	Penentuan Kecepatan Putaran	103
5.4	Penentuan Daya	107

5.5	Analisa Kekuatan Baut Pada Roda Penahan	109
5.6	Perencanaan Motor dan Reducer	110
5.7	Perencanaan Roda Gigi	111
5.8	Perencanaan Hub Konektor	117
5.9	Perencanaan Bearing	121
5.10	Perencanaan poros tambahan	126
5.11	Perencanaan Pasak	128
BAB VI. Perancangan Manufaktur, Perakitan dan Kontrol Sistem.		131
6.1	Perancangan Proses Manufaktur	139
6.1.1	Pemilihan Material	131
6.1.2	Proses Manufaktur Pengolah Sabut Kelapa	131
6.2	Perancangan Manufaktur	132
6.3	Perancangan Sistem Penyerat	135
6.3.1	Kerangka Penyerat	135
6.3.2	Casing Penyerat	136
6.3.3	Paku Pada Casing	137
6.3.4	Silinder Penyerat	138
6.3.5	Roll Penghambat	139
6.4	Perancangan Pemilah	140
6.4.1	Drum Screener	140
6.4.2	Kerangka Pemilah	141
6.5	Proses Perakitan	142
6.6	Pendefinisian sistem	144
6.7	Pendefinisian Run	146
6.8	Pendefinisian Trouble Shooting	147
6.9	Sistem Kontrol	149
6.10	Perencanaan Proses Kontrol	150
BAB VII. Kesimpulan		
7.1	Kesimpulan	153
7.2	Saran	154



DAFTAR PUSTAKA	155
LAMPIRAN	157
1.1	
1.2	
1.3	
1.4	
1.5	
1.6	
1.7	
1.8	
1.9	
1.10	
1.11	
1.12	
1.13	
1.14	
1.15	
1.16	
1.17	
1.18	
1.19	
1.20	
1.21	
1.22	
1.23	
1.24	
1.25	
1.26	
1.27	
1.28	
1.29	
1.30	
1.31	
1.32	
1.33	
1.34	
1.35	
1.36	
1.37	
1.38	
1.39	
1.40	
1.41	
1.42	
1.43	
1.44	
1.45	
1.46	
1.47	
1.48	
1.49	
1.50	
1.51	
1.52	
1.53	
1.54	
1.55	
1.56	
1.57	
1.58	
1.59	
1.60	
1.61	
1.62	
1.63	
1.64	
1.65	
1.66	
1.67	
1.68	
1.69	
1.70	
1.71	
1.72	
1.73	
1.74	
1.75	
1.76	
1.77	
1.78	
1.79	
1.80	
1.81	
1.82	
1.83	
1.84	
1.85	
1.86	
1.87	
1.88	
1.89	
1.90	
1.91	
1.92	
1.93	
1.94	
1.95	
1.96	
1.97	
1.98	
1.99	
1.100	

DAFTAR GAMBAR

	Hal
BAB I. Pendahuluan	
1.1 Produk turunan sabut kelapa	1
1.2 Serat dan debu kelapa	3
BAB II. Kajian Pustaka	
2.1 Pengupasan dengan slumbat	6
2.2 Pengupasan hidrolis	6
2.3 Pencacah kelapa	10
2.4 Blade pada crusher	11
2.5 Penyerat kelapa	11
2.6 Pemilah serat dan debu kelapa	12
2.7 Susunan pada rantai	13
2.8 Sproket	14
2.9 Spur gear	15
2.10 Gaya pada spur gear	15
2.11 Pasak	18
2.12 Coupling	19
2.13 Bearing	21
BAB III. Metodologi	
3.1 Sabut kelapa yang diolah	26
3.2 Penyerat Sabut Kelapa dan bentuk blade	27
3.3 Pemilah Serat Kelapa	28
3.4 Flowchart rancang bangun	30
3.5 Eksperimen terhadap penyerat	31
3.6 Eksperimen massa jenis sabut kelapa	32
BAB IV. Perencanaan Penyerat Sabut Kelapa	
4.1 Rancangan sistem penyerat	33
4.2 Ukuran blade penyerat	35
4.3 Rancangan silinder penyerat	36



4.4	Mekanisme pegas	37
4.5	Roller Penghambat	37
4.6	Paku pada casing	38
4.7	Skema transfer daya	38
4.8	Gaya tangensial pada pegas	41
4.9	Ukuran sabut kelapa	43
4.10	Sabut kelapa dan silinder penyerat	44
4.11	Distribusi gaya pada paku penyerat	48
4.12	Distribusi tegangan pada upper blade	51
4.13	Gaya yang bekerja pada silinder	51
4.14	Reducer	54
4.15	Transmisi rantai	54
4.16	Grafik pemilihan rantai	55
4.17	Chain nomenclature	56
4.18	Poros utama beserta gaya yang terjadi	59
4.19	Load Diagram	61
4.20	shear diagram	61
4.21	Diagram momen bending	62
4.22	Load diagram	63
4.23	shear diagram	64
4.24	Diagram momen bending	65
4.25	Poros penghambat beserta gaya yang terjadi	68
4.26	Load Diagram	69
4.27	shear diagram	70
4.28	Diagram momen bending	70
4.29	Load diagram	71
4.30	shear diagram	71
4.31	Diagram momen bending	72
4.32	Pasak	74
4.33	Gaya pada bearing poros utama	80
4.34	Gaya pada bearing roll penghambat	88
4.35	Torsional flexible coupling	94

BAB V. Perencanaan Pemilah Serat Kelapa

5.1	Pemilah serat kelapa	97
5.2	Screen Drum	98
5.3	Driver screen drum	100
5.4	Konstruksi	101
5.5	Roda penahan	102
5.6	Drum pemilah	103
5.7	Screen drum	104
5.8	Luasan sabut kelapa	105
5.9	Segitiga B	105
5.10	Kerangka penyusun screen drum	108
5.11	Motor AC oriental	111
5.12	Hub Konektor	117
5.13	Gaya pada motor poros	118
5.14	load diagram	119
5.15	load diagram	119
5.16	Pasak	128

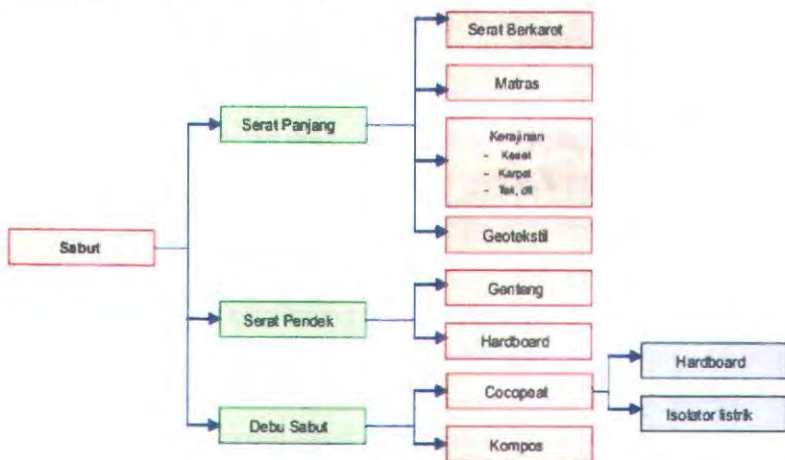
BAB VI. Perancangan Manufaktur, Perakitan dan Kontrol Sistem.

6.1	Casing penyerat sabut kelapa	136
6.2	Paku penghambat pada casing	137
6.3	Silinder penyerat	138
6.4	Roll penghambat	139
6.5	Kerangka drum pemilah	140
6.6	Kerangka Pemilah	141
6.7	Sistem Penyerat	143
6.8	Pemilah serat kelapa	143
6.9	Relay	145
6.10	Push button	146
6.11	Time relay	146
6.12	Ladder diagram sistem kontrol	149
6.13	Simulasi sistem kontrol overall	150
6.14	Simulasi sistem kontrol penyerat mati	151
6.15	Simulasi sistem kontrol off	152

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

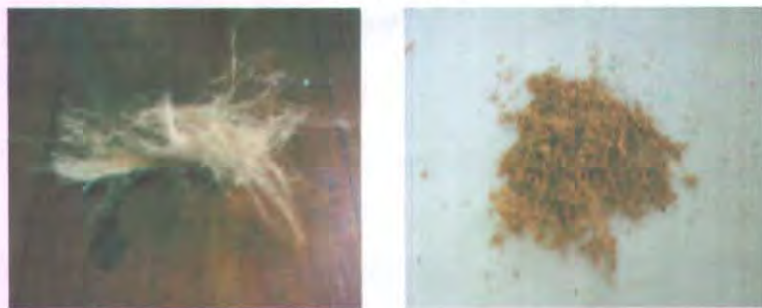
Indonesia adalah negara beriklim tropis dengan karakteristik alamnya yang khas. Salah satu tanaman khas daerah tropis adalah kelapa yang sangat mudah ditemui di Indonesia. Di Indonesia, pohon kelapa merupakan komoditas yang paling luas penyebarannya. Buah kelapa merupakan hasil pertanian yang cukup penting, dimana hampir tiap bagiannya dapat dimanfaatkan. Namun selama ini mayoritas petani hanya memanfaatkan isi buah kelapa saja yaitu sebagai kelapa sayur. Sedangkan sisanya hanya menjadi limbah karena dianggap tidak bernilai ekonomis. Kalaupun ada pemanfaatan terhadap sabut kelapa tersebut hanya sebatas untuk bahan baku kerajinan yang nilai ekonomisnya tidak terlalu tinggi. Padahal sabut kelapa menyimpan potensi ekonomis yang cukup besar. Hal ini dapat dilihat dari bagan berikut ini.



Gambar 1.1 Produk turunan dari sabut kelapa
(Mahmud, Zainal, 2005)

Data dari APCC (*Asia Pacific Coconut Community*) mencatat bahwa Indonesia merupakan negara dengan luas lahan perkebunan kelapa terbesar kedua sedunia dengan luas lahan 3,776 juta ha (*Coconut Statistic Yearbook, 2006*). Dari data tersebut maka sebenarnya buah kelapa sangat berpotensi menjadi komoditas ekspor yang dapat mendatangkan devisa negara. Namun pemanfaatannya tidak maksimal. Dalam hal pemanfaatan produk turunan kelapa yaitu sabut, Indonesia masih tertinggal dari negara produsen kelapa lainnya. Jika dibandingkan dengan Srilanka yang luas lahannya hanya 0,442 juta ha tetapi dalam hal ekspor sabut mampu menguasai 50,3 % pasar dunia, sedangkan Indonesia hanya mampu menguasai 0,6 % saja. Apabila pemanfaatan sabut kelapa bisa lebih dimaksimalkan, maka dapat menambah devisa negara dan dapat meningkatkan pendapatan petani kelapa pada khususnya.

Untuk menghasilkan produk bahan baku seperti gambar 1.1 maka sabut kelapa perlu diolah sedemikian rupa sehingga dapat menghasilkan serat dan debu kelapa.



Gambar 1.2 Serat kelapa dan debu kelapa

Terdapat beberapa metode dalam pengolahan sabut kelapa yaitu pengupas sabut kelapa, penyerat sabut kelapa dan pemilah serat. Pengupas sabut kelapa merupakan sub-sistem yang berfungsi untuk mengupas sabut kelapa sampai terlepas dari tempurungnya. Penyerat sabut kelapa bertujuan memisahkan serat (*cocofiber*) dan debu (*cocodust*) dari sabut kelapa. Pemilah serat

bertujuan memisahkan *cocofiber* dari *cocodust*. Pada dasarnya sebagai pemilah dan untuk memisahkan *cocofiber* dari *cocodust* yang menempel.

1.2 Perumusan masalah

Untuk menghasilkan serat sabut kelapa dan debu kelapa perlu dirancang suatu alat mekanis yang dapat mengolah sabut kelapa. Untuk itu perlu dipikirkan sistem perancangan penyerat sabut kelapa dan pemilah serat kelapa, dengan kapasitas yang sesuai bagi petani kelapa. Selain itu, alat tersebut haruslah lebih murah dari alat yang sudah ada, baik harga beli maupun biaya operasionalnya.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah :

Tujuan Umum :

- Menghasilkan alat pengolah sabut kelapa yang mampu menghasilkan produk turunan sabut berupa *cocofiber* dan *cocodust*.
- Meningkatkan kemampuan dan kualitas penelitian program Sarjana Teknik Mesin ITS melalui peningkatan mutu penelitian, mutu dan relevansi pembelajaran yang diajarkan di bangku kuliah.

Tujuan Khusus :

- Merancang penyerat sabut kelapa untuk memisahkan antara serat dan debu kelapa.
- Merancang pengayak serat kelapa untuk memilah hasil dari pencacah sabut kelapa.
- Memenuhi persyaratan kelulusan kurikulum pendidikan di Jurusan Teknik Mesin ITS.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Sabut kelapa yang akan diolah adalah sabut kelapa yang telah diproses pada alat sebelumnya.
2. Alat yang dibangun merupakan model dengan skala 1 : 2.
3. Kekuatan konstruksi diabaikan.
4. Tidak menganalisa kekuatan konstruksi/*frame*.
5. Evaluasi terhadap output terbatas dilakukan dengan cara analitis sedang pengujian dilakukan terhadap alat dan terbatas pada mampu berjalannya mekanisme alat.

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1. Informasi Umum

Buah kelapa terdiri dari beberapa komponen yaitu daging buah, air kelapa, sabut dan tempurung. Daging buah kelapa merupakan komponen utama sedangkan komponen lainnya merupakan hasil sampingan atau *by-product*. (Mahmud, Zainal, 2005).

Produk turunan dari sabut kelapa yang dapat dimanfaatkan adalah serat sabut kelapa (*cocofiber*) dan debu sabut kelapa (*cocodust*). Sabut kelapa yang paling cocok dimanfaatkan seratnya adalah dari jenis kelapa lokal (kelapa kopra). Umur buah kelapa tersebut, kurang lebih 6-7 bulan dengan kondisi sabut yang cukup kering. Kelapa ini akan memiliki serat yang kuat dan mudah untuk diuraikan. Semakin tua umur buah kelapa maka semakin banyak komposisi serat di dalam sabutnya dan kandungan air pada sabut semakin turun. Pada kelapa yang cukup tua sabutnya tersusun atas 30% *cocofiber* dan 70% *cocodust*. Kandungan terbesar dalam sabut kelapa adalah *lignin* dan *cellulose* yang memberikan sifat kuat pada serat sabut kelapa / *cocofiber* (Rukmana, 2004).

2.2. Metode Pengolahan sabut kelapa

Terdapat beberapa metode yang telah umum digunakan untuk mengolah sabut kelapa. Hal ini tergantung kepada hasil yang ingin dicapai dari pengolahan sabut kelapa tersebut. Secara umum metode pengolahan tersebut dapat digolongkan sebagai berikut :

1. Metode tradisional

Pada metode ini sabut kelapa diproses secara manual, dimulai dengan pengupasan sabut kelapa secara manual dari batok kelapa (gambar 2.1) hingga pengolahan sabut, yaitu sabut kelapa yang telah dikupas kemudian direndam dalam air

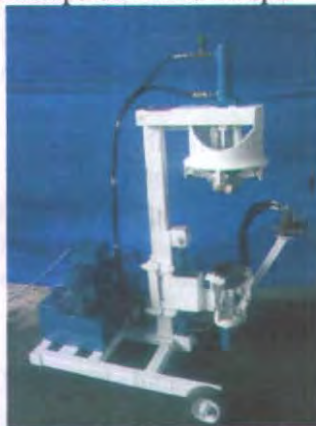
selama 4-6 bulan. Setelah itu sabut kelapa tersebut diserat secara manual dari sabutnya dengan cara dipukul atau ditumbuk. Kemudian serat tersebut dicuci dan dikeringkan.



Gambar 2.1 Pengupasan dengan slumbat

2. Metode mekanis.

Pada metode ini sabut kelapa di proses dengan menggunakan bantuan mesin. Proses ini mencakup pengupasan sabut kelapa secara mekanis (gambar 2.2) hingga menghasilkan produk dari pengolahan sabut kelapa tersebut. Proses pengolahan sabut kelapa tersebut seperti pencacahan serat kelapa, penyeratan sabut kelapa, pengayakan, pemintalan serta pengepresan serat kelapa dan debu kelapa.



Gambar 2.2 Pengupas hidrolisik
(www.coconutmachine.com)

2.3. Penelitian Terdahulu

Pada metode mekanis terdapat beberapa alternatif pengolahan sabut kelapa sesuai dengan fungsi dan kegunaannya, antara lain pada tabel berikut:

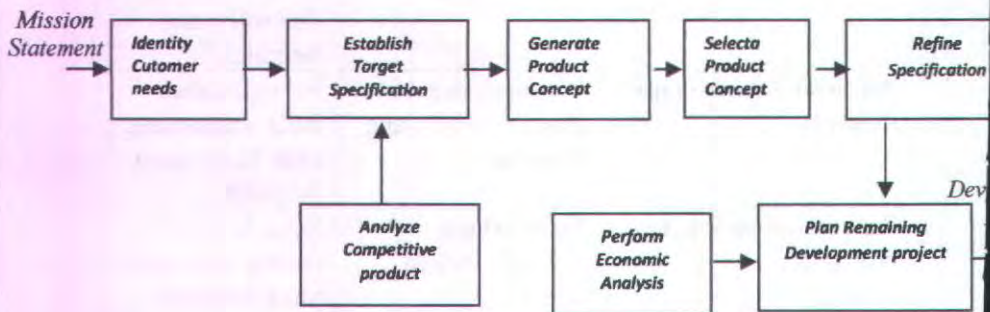
Tabel 2.1 Beberapa metode mekanis pengolahan sabut

<i>Jenis pengolahan</i>	<i>Teknik Pengolahan</i>	<i>Proses pengolahan</i>
Pengupas sabut kelapa sistem hidrolik	Pengupasan dengan penggerak hidrolik	Pengupasan dilakukan dengan bantuan sistem hidrolik
Pengupasan sabut sistem mekanis	Pengupasan dengan roller pengupas	Pengupasan dilakukan dengan dua roll yang berputar
Pencacah sabut kelapa mekanis	Pencacahan sabut dengan <i>blade</i> yang berputar	Sabut dicacah pada suatu ruang oleh <i>blade</i> yang berputar
Penyeratan serat kelapa mekanis	Serat kelapa dicacah dengan silinder	Serat kelapa diserat oleh paku yang terdapat pada silinder
Pengayakan serat dan debu kelapa	Pemisah antara serat dan debu kelapa	Diayak oleh silinder yang berputar, terpisah oleh ukuran
Pemintalan serat kelapa	Penyatuan dari serat yang telah terurai	Serat kelapa dipintal menjadi benang
Pengepresan serat dan sabut kelapa	Pemadatan serata atau debu kelapa	Pengepakan atau pengepres serat atau sabut pada suatu tempat

Sistem pengolahan di atas merupakan jenis pengolahan sabut kelapa yang sudah umum dilakukan. Teknologi yang diaplikasikan pada jenis pengolahan di atas umumnya untuk kelapa kopra.

2.3.1 Proses Perancangan

Proses perancangan suatu produk memiliki beberapa persyaratan antara lain rancangan dapat dirakit, dapat didaur ulang, bebas dari korosi, biaya rendah serta dapat dimanufaktur. Untuk mengembangkan produk yang dapat dimanufaktur terdapat metode perancangan produk yang dikembangkan terdiri beberapa tahapan. Berikut merupakan bagan dari tahapan pengembangan produk.



Gambar 6.1. Diagram alir pengembangan konsep

Maksud dari masing-masing tahapan adalah :

1. Mengidentifikasi kebutuhan konsumen
Bertujuan untuk memenuhi kebutuhan konsumen.
2. Membuat target spesifikasi
Bertujuan untuk menentukan spesifikasi produk, yang merupakan perwujudan dari kebutuhan konsumen.
3. Analisa kompetisi produk
Memahami spesifikasi produk yang telah ada di pasaran, sehingga produk yang akan dikembangkan memiliki keunggulan dibanding produk sejenis yang sudah ada.

4. Pengembangan konsep
Untuk melihat lebih jauh apakah produk yang akan dibuat sudah memenuhi kebutuhan konsumen.
5. Pemilihan Konsep
Untuk menyeleksi konsep yang ditawarkan oleh anggota development team melalui metode screening dan scoring sehingga diperoleh disain produk yang memenuhi kebutuhan konsumen, biaya murah, dapat diproses dan dapat diperiksa (kontrol kualitas).
6. Penyempurnaan Spesifikasi
Menetapkan kembali atau penyempurnaan spesifikasi produk dari konsep terpilih.
7. Analisa secara ekonomi
Untuk menghitung biaya pengembangan dan pembuatan untuk jangka waktu tertentu serta untuk membuat model produk yang bernilai ekonomis

2.3.2 Subsistem Pencacah

Sebuah perusahaan di Brazil yang bergerak di bidang pengolahan sabut kelapa (L.J.Penamora and G.A.Santos) menciptakan sistem pencacahan sabut kelapa dengan menggunakan dua metode yaitu sabut kelapa yang baru terkupas dari batoknya dan masih berukuran besar dilakukan proses *decorticating* atau pencacahan. Kemudian setelah tercacah sabut kelapa tersebut dilakukan proses *defibering* atau penyeratan.

Pada proses *decorticating* sabut kelapa yang masih berukuran besar dihancurkan oleh silinder (berupa *blade*) hingga berukuran kecil.

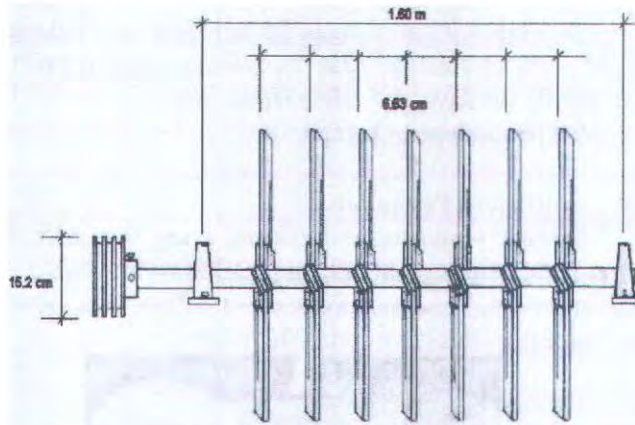


Gambar 2.3 Pencacah Kelapa

Alat ini didesain dengan kapasitas maximum 1,1 ton serat/hari dan 2,3 ton debu/hari, dengan penggerak motor 20 hp. Pengoprasian alat ini membutuhkan 2 orang. Umumnya digunakan pada suatu perusahaan pengolah sabut kelapa dengan kapasitas besar, lebih besar dibandingkan dengan satu poros yang mempunyai alur di tepi.

Prinsip kerjanya adalah menggunakan satu poros yang diputar dengan putaran tinggi. *Crusher* ini menggunakan motor listrik. Didukung dengan adanya *blades*, sehingga benda yang masuk tercacah oleh *blade* tersebut.

Blade crusher dirancang dengan menggunakan 24 plat yang terdapat pada 6 baris. *Blades* mempunyai ujung-ujung yang tajam. *Plate* yang digunakan memiliki ukuran tertentu.



Gambar 2.4 Blade pada Crusher

Pada proses *defibering* atau penyeratan, sabut kelapa yang telah berukuran kecil beserta debu kelapa diserat oleh silinder yang berputar. Silinder tersebut terdapat paku-paku yang berukuran kecil. Kegunaan paku tersebut adalah sebagai pemisah antara serat kelapa dan debu.



Gambar 2.5 Penyerat Kelapa

Alat ini didesain dengan kecepatan tinggi sedangkan torsi yang dibutuhkan rendah. Alat digerakkan dengan menggunakan motor listrik berdaya 1,5 HP. Hasil dari proses ini kemudian diolah oleh pemilah serat kelapa

2.3.3 Subsistem Pengayak

Sebuah perusahaan di Brazil yang bergerak di bidang alat-alat pengolahan sabut kelapa (L.J.Penamora and G.A.Santos) juga memproduksi alat pengayak sabut kelapa. Alat ini digunakan pada proses pemilahan serat dan debu kelapa.



Gambar 2.6 Pemilah serat dan debu kelapa

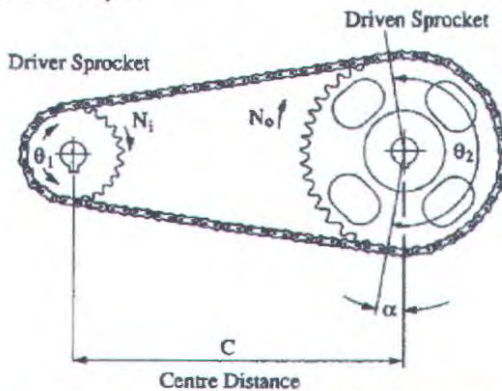
Prinsip kerja alat ini adalah dengan menggunakan penggerak motor *rotary screen* diputar dengan kecepatan rendah sehingga serat tersebut terayak oleh adanya putaran dan perbedaan dimensi antara serat dan debu kelapa. Debu kelapa yang lebih kecil ukurannya akan terpisah dari serat kelapa yang berdimensi lebih besar, dimana pemisahan ini tergantung pada besarnya ukuran *screener*.

2.4 Teori Perencanaan Komponen

Dalam perencanaan perancangan alat pada tugas akhir ini digunakan beberapa komponen elemen mesin. Dalam menentukan komponen elemen mesin didasarkan pada beberapa perumusan yang digunakan sebagai berikut:

2.4.1. Rantai dan Sproket

Rantai dan sproket (gambar 2.9) juga merupakan mekanisme pentransfer daya dan gerak, selain itu juga digunakan sebagai *chain conveyor*.

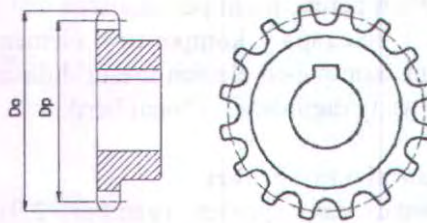


Gambar 2.7 susunan pada rantai dan sproket

- Rasio putaran :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

Dimana n_1 : putaran input (rpm)
 n_2 : putaran output (rpm)
 Nt_1 : Jumlah gigi sproket input
 Nt_2 : Jumlah gigi sproket input.



Gambar 2.8 sprocket
(Do : sprocket diameter , Dp : pitch diameter)

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \frac{N-n}{180} - 2C \cos \theta$$

- Dimana
- L: panjang rantai
 - N: jumlah gigi sproket besar
 - n: jumlah gigi sproket kecil
 - c: jarak dua sumbu sproket (gambar 2.9)

Untuk menentukan harga θ adalah

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

- Dimana
- R_2 : jari-jari sproket besar
 - R_1 : jari-jari sproket kecil
 - c : $2(R_1 + R_2)$

2.4.2. Roda Gigi Lurus



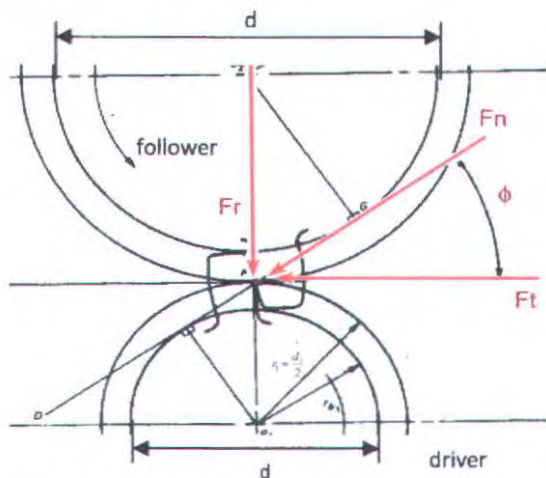
Gambar 2.9 Spur Gear.

Roda gigi lurus (gambar 2.9) adalah salah salah jenis roda gigi yang digunakan untuk mentransmisikan daya dan gerakan berputar pada sistem roller.

Dalam pencanaan roda gigi lurus ada beberapa analisa dan rumus perhitungan yang harus kita pakai. Beberapa perumusan yang dipakai adalah:

- Torsi pada poros (T):

$$T = Ft \frac{d}{2} = Fn \frac{d}{2} \cos \theta = \frac{Hpx63000}{n},$$



Gambar 2.10 Gaya-gaya pada spur gear

Dimana : F_n = gaya normal

F_t = gaya tangensial
 d = diameter roda gigi

▪ Pengecekan kekuatan Gigi (metode AGMA)

Prosedur yang dianjurkan untuk pengecekan roda gigi spurs adalah dengan Metode AGMA (*American Gear Manufacturers Association*).

a. Terhadap patahan:

Syarat aman : $\sigma_T \leq S_{ad}$

$$\sigma_T = \left(\frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} \right)$$

dimana:

F_t : gaya tangensial (lb)

K_m : faktor distribusi b

K_o : faktor koreksi beban lebih

K_v : faktor dinamis

P : diametral pitch

b : lebar gigi (in)

K_s : faktor koreksi ukuran

J : faktor bentuk

$$S_{ad} = \left(\frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} \right)$$

dimana:

S_{at} = tegangan ijin material (psi)

K_T = faktor temperatur

K_L = faktor umur

K_R = faktor keamanan

b. Terhadap keausan:

Syarat aman : $\sigma_c \leq S_{ad}$

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

dimana:

C_p = koefisien elastis bahan

F_t = gaya tangensial (lb)

C_o = faktor keausan

C_s = faktor ukuran

C_m = faktor distribusi beban

C_f = faktor kondisi permukaan

C_v = faktor dinamis
 d = diameter pinion (in)
 b = tebal gigi (in)
 I = faktor bentuk

$$S_{ad} = S_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

dimana:

S_{ac} = tegangan kontak ijin (psi)
 C_L = faktor umur
 C_H = faktor Pengerasan
 C_T = faktor temperature
 C_R = faktor keamanan

2.4.3. Perencanaan Poros

Poros (*shaft*) adalah suatu bagian berputar, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi, *pulley*, roda gila (*fly-wheel*), engkol, *sprocket*, dan elemen transmisi daya lainnya. Poros bisa menerima beban-beban lenturan, tarikan, tekan, atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. Untuk menganalisa diameter poros yang akan dipakai dapat digunakan persamaan :

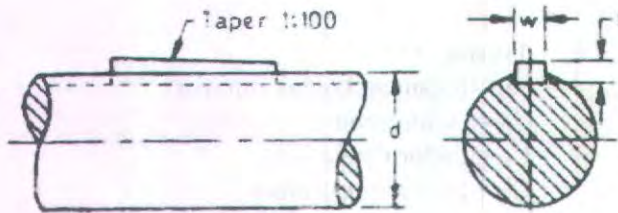
$$\tau_{max} = \frac{0,5 \times S_y}{N} = \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2}$$

dimana :

τ_{max} : maximum shearing stress (psi)
 S_{yp} : tensile yield of material (psi)
 D : diameter poros (in)
 M : applied bending momen (lb.in)
 T : applied torque (lb.in)
 N : safety factor

Persamaan tersebut merupakan persamaan untuk menghitung beban dinamis yaitu beban yang diterima saat poros bergerak (berputar).

2.4.4. Perencanaan Pasak



Gambar 2.11 Pasak

Pasak (gambar 2.11) merupakan bagian dari elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka torsi ini akan menghasilkan gaya tangensial (F_t) yang bekerja pada diameter luar (d_{poros}) dari poros dan gaya tangensial (F_t) inilah yang akan bekerja pada pasak.

- Besarnya gaya tangensial (F_t) adalah:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d_{POROS}}$$

- Tinjauan pasak terhadap tegangan geser (τ)

$$\tau = \frac{F_t}{A_s}$$

Dimana A_s = luasan bidang gesek pada pasak (in^2)
= $W \times L$ (lebar pasak x panjang pasak)

Syarat pasak aman terhadap tegangan geser

$$\tau \leq \frac{S_{syp}}{SF}$$

dimana:

$$S_{syp} = 0,58 S_{yp}$$

SF = 2,5 (untuk beban yang tidak mengalami beban kejut)

- Tinjauan pasak terhadap tegangan kompresi (σ)

$$\sigma = \frac{Ft}{A}$$

dimana:

A = luasan bidang gesek pada pasak (in^2)

$$= \frac{H}{2} \times L$$

Syarat pasak aman terhadap tegangan kompresi

$$\sigma \leq \frac{S_{yp}}{SF}$$

dimana:

SF = 2,5 (untuk beban yang tidak mengalami beban kejut)

2.4.5. Coupling

Coupling (gambar 2.12) adalah salah satu alat transfer daya yang dapat mendistribusikan daya dari satu poros ke poros yang lain dengan sumbu poros yang searah dan sejajar.



Gambar 2.12 Coupling

Beberapa rumusan dasar yang dapat dipakai adalah:

- Tegangan Geser pada *coupling* (τ_c)

$$\tau_c = \frac{F_t}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot G}$$

Dimana:

$$F_t = \frac{T}{r}$$

- Tegangan geser pada Baut *coupling* (τ_b)

$$\tau = \frac{F_t}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2}$$

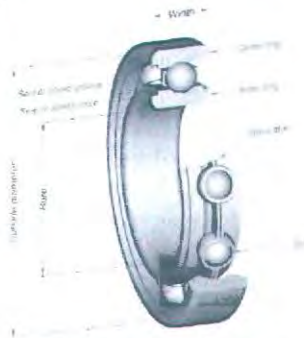
Dengan:

- τ_c : Tegangan geser pada *coupling* (N/m²)
- τ_b : Tegangan geser pada baut (N/m²)
- F_t : Gaya tangensial (N)
- r : Jarak sumbu poros dan diameter terluar *coupling* (m)
- G : Jarak sumbu poros dan sumbu baut (m)
- T : Torsi poros (Nm)
- n : Putaran poros (rpm)
- d_b : Diameter poros (m)

2.4.6. Perencanaan Bantalan

Bantalan adalah salah satu elemen penting dalam sebuah mekanisme gerak. Bantalan berfungsi sebagai penghubung antara elemen gerak tersebut dengan bodi yang diam (gambar 2.13). Dengan media ini diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan *loses* energi akibat gesekan seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi di atas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan poros.

Dalam perencanaan bantalan, data awal yang perlu diketahui adalah putaran poros (n) dan diameter poros (d). Dan yang dihitung yaitu:



Gambar 2.13 Bearing

- Gaya-gaya pada tumpuan (F_r):

$$F_r = \sqrt{F_H^2 + F_V^2}$$

Dimana:

F_r : gaya radial (lb)

F_H : gaya horizontal (lb)

F_V : gaya vertical (lb)

- Beban ekivalen (P):

$$P = V \times F_r$$

Dimana:

P : beban ekivalen (lb)

V : faktor putaran

$V = 1$ untuk ring dalam berputar

$V = 1,2$ untuk ring luar berputar

F_r : gaya radial (lb)

Pemilihan bantalan pada suatu alat didasarkan pada umur bantalan yang diinginkan dimana umur bantalan ditentukan terlebih dahulu oleh perancang. Umur bantalan tersebut ditentukan dengan memperhatikan aspek *maintenance* dan beban kerja alat yang bersangkutan.

- Umur bantalan (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60 \times n}$$

Dimana:

L_{10} : umur bantalan (jam)

C : basic dynamic load rating (lb)

P : beban ekuivalen (lb)

B : konstanta yang tergantung dari tipe bantalan

n : putaran poros (rpm)

Dari perhitungan di atas kemudian dibandingkan dengan katalog standar bantalan sehingga dapat kita tentukan tipe bantalan yang akan kita pakai.

2.5 Teori Perencanaan Pelumasan

Pelumasan adalah cara yang harus dilakukan untuk dapat mereduksi gaya gesek yang timbul saat dua permukaan benda saling kontak. Selain itu, pelumasan juga diperlukan untuk menjaga atau memelihara tingkat keausan dan timbulnya panas. Dalam pembahasan tentang pelumasan, salah satu hal yang perlu diperhatikan yaitu efek dari dalam pelumas sendiri (*effect of the internal resistance of fluid lubricant*) yang sering disebut viskositas pelumasan.

Adapun perumusan viskositas yakni :

$$\mu = \frac{F \cdot h}{A \cdot U}$$

Dimana :

μ = viskositas absolut pelumas (poise)

F = gaya penggerak pada bagian yang bergerak (N)

h = tebal lapisan pelumasan (m)

A = luas penampang bidang datar pada bagian yang bergerak (m^2)

U = kecepatan gerak pada bagian yang bergerak (m/s)

Dari persamaan di atas, untuk kecepatan (U) rendah, maka pelumas yang dibutuhkan adalah pelumas dengan nilai viskositas absolut yang tinggi, salah satunya adalah *grease*.

Grease adalah suatu campuran minyak pelumas dengan “sabun logam”. “Sabun logam” di sini adalah suatu persenyawaan asam-lemak yang diperoleh dari lemak nabati atau lemak hewan dengan logam. Karena itu, dikenal beberapa varian *grease* berdasarkan nama logamnya yakni *Calcium grease*, *Natrium grease*, *Aluminium grease*, dsb.

Grease adalah suatu pelumas berbentuk cair selain minyak. *Grease* mempunyai nilai viskositas yang tinggi sehingga penggunaan *grease* lebih baik daripada minyak untuk suatu mekanisme yang berputar pelan. *Grease* juga baik untuk pelumasan pada bagian yang terbuka. Biasanya proses penggantian *grease* dilakukan dalam jangka waktu yang cukup lama.

2.6 Teori Kegagalan

2.6.2 Maximum Normal Stress Theory

MNST digunakan berdasarkan kegagalan pada tegangan tarik atau tekan. Biasanya di aplikasi pada material yang relatif kuat di tegangan geser namun lemah di tegangan tarik atau tekan.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{Syp}{N}$$
$$\sigma_{(c)\max} \leq \frac{Syp_{(c)}}{N}$$

2.6.3 Maximum Shear Stress Theory

MSST banyak digunakan untuk perancangan komponen mesin dengan material yang ulet. MSST menyatakan bahwa kegagalan akan timbul ketika tegangan geser maksimum mencapai nilai tertentu.

$$\frac{Syp}{2N} = \tau_{\max}$$

2.6.4 Distortion Energy Theory

DET membandingkan antara energi distorsi per unit volume pada suatu titik di suatu komponen dengan energi distorsi per unit volume pada kegagalan yang terjadi saat *tensile test*.

$$\left(\frac{Syp}{N}\right)^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3$$

BAB III METODE RANCANG BANGUN

3.1 Tahapan Penelitian

Secara umum, alat ini dibagi menjadi 3 bagian, yaitu pengupas sabut kelapa, penyerat sabut kelapa, dan pemilah serat kelapa. Adapun yang akan dirancangan dan dianalisa bagian penyerat sabut kelapa dan pemilah serat kelapa.

3.1.1 Penentuan Persyaratan Produk

Kebutuhan konsumen merupakan faktor yang tidak bisa ditinggalkan dalam merancang suatu produk. Hal ini dikarenakan produk tersebut nantinya akan diaplikasikan oleh konsumen. Pada tahap ini, terkait dengan pengumpulan informasi persyaratan alat, penulis melakukan penggalian data pada pihak-pihak terkait, dalam hal ini dari pihak Departemen Pertanian dan petani kelapa itu sendiri. Selain itu penulis juga mempelajari alat-alat yang telah diproduksi dan digunakan baik di luar negeri maupun di dalam negeri sebagai referensi perancangan alat. Setelah dilakukan pengumpulan data maka disusunlah *list of requirement* untuk produk tersebut.

3.1.2 Pengembangan Konsep

Pada tahapan ini akan dibuat beberapa konsep atau sketsa alat. Konsep produk tidak diberi ukuran detail tetapi hanya bentuk dan dimensi dasar produk. Adapun asumsi-asumsi spesifik alat dijelaskan sebagai berikut :

3.1.3 Perencanaan komponen

a) Perencanaan Penyerat Sabut Kelapa

Pada dasarnya penyerat sabut kelapa memiliki tujuan untuk memisahkan serat kelapa dan debu. Pada alat yang akan penulis rancang, silinder dapat menyerat sabut (gambar 3.1)

sehingga dapat memisahkan antara serat dan debu kelapa. Silinder penyerat merupakan bagian utama dari mekanisme penyerat sabut kelapa. Sedangkan pada bagian bawah terdapat *roller* yang berfungsi sebagai penghambat agar sabut terhenti untuk diserat dan sebagai faktor koreksi ukuran tebal sabut yang dapat melewati alat.

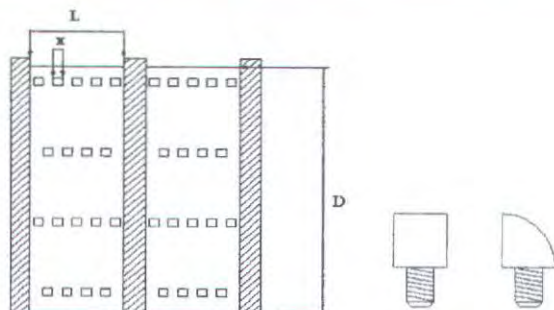


Gambar 3.1 Sabut kelapa yang akan diolah

Berdasarkan ukuran sabut yang terkupas pada proses sebelumnya, seperti yang di tunjukkan pada gambar 3.1, maka dapat ditentukan ukuran *blade*, jarak beserta jumlah *blade* dalam silinder. Lebar potongan sabut kelapa dapat menentukan jarak antara setiap baris *blade* (x). Jumlah besarnya x adalah sama dengan lebar dari potongan sabut yang telah terkupas pada proses pengupasan kelapa. Sedangkan diameter *silinder* (D_R) dapat ditentukan berdasar jumlah *blade* dan jarak antar *blade* yang terdapat dalam silinder.

$$N = \frac{\pi \cdot D_R}{R'}$$

Dimana N : jumlah barisan paku
 R' : jarak antara setiap baris paku
 D_R : diameter *roller*



Gambar 3.2 Penyerat sabut kelapa dan bentuk blade

Alat ini memiliki dua *feeder* sehingga kapasitas sabut kelapa yang diolah dalam satu penyeratan adalah dua sabut kelapa. Untuk dapat menyerat sabut kelapa hingga dihasilkan serat yang panjang maka sabut kelapa tersebut harus diserat sesuai dengan arah seratnya. Alat ini terdiri atas silinder yang memiliki *blade* yaitu berupa plat persegi dengan ukuran tertentu. *Blade* tersebut akan mencacah sekaligus menyerat serat kelapa. Jenis sabut kelapa yang dapat diserat pada proses ini adalah sabut kelapa yang telah diproses pada pengupasan sabut kelapa sebelumnya dan yang memenuhi persyaratan sebagai berikut :

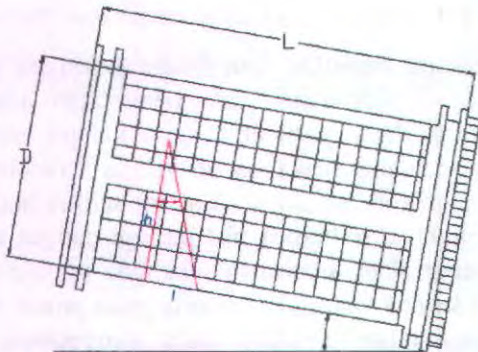
1. Sabut kelapa yang mempunyai dimensi ukuran sebagai berikut:
 - a. Tebal : 2,5 cm
 - b. Panjang : 30 cm
 - c. Lebar : 7,5 cm
2. Ujung dan pangkal buah kelapa telah dibuang.
3. Sabut kelapa yang diolah merupakan sabut kelapa jenis kelapa kopra.

b) Perencanaan Sistem Pemilah Serat Kelapa

Sistem pemilah serat kelapa yang dapat disebut juga dengan *rotary screen* merupakan suatu alat pemilah serat kelapa dengan debu kelapa. Dalam proses ini serat kelapa dan debu kelapa yang

masih tercampur diayak sehingga debu akan terpisah dari serat kelapa.

Prinsip kerja dari alat ini adalah putaran pada *rotary* ini akan menyebabkan serat dan debu terangkat dan dengan kemiringan tertentu serat dan debu akan terjatuh. Dengan adanya perbedaan dimensi material, maka material yang lebih kecil akan terpisah dari material yang berdimensi lebih besar. Pemisahan ini tergantung dari besarnya ukuran *screener*.



Gambar 3.8 Pemilah serat kelapa

Adapun perencanaan dimensi dari pemilahan, sangat tergantung dari banyaknya keluaran serat dan debu kelapa yang masih tercampur pada proses yang dihasilkan oleh penyeratan.

Jenis serat kelapa yang dapat dipilah dengan menggunakan sistem ini harus memenuhi asumsi berikut :

1. Pada sistem pemilah, sabut kelapa yang diolah adalah sabut kelapa yang telah dicacah menjadi serat dan debu kelapa.
2. Serat dan debu kelapa dalam kondisi terurai merata, tidak saling tumpang tindih.
3. Tumpukan serat kelapa dianggap merata.
4. Ukuran screener adalah 1 mesh, dianggap debu serat kelapa dapat melewati dan serat kelapa tidak dapat melewatinya.

5. Pada 120° serat kelapa akan jatuh dan torsi terbesar terdapat pada 120° .

3.1.4 Proses Manufaktur dan Perancangan

Komponen yang telah dirancang masing-masing akan dievaluasi berdasarkan kebutuhan dan keinginan konsumen, serta ditinjau dari segi proses manufaktur. Hal yang mendasari aktivitas ini adalah apakah komponen yang ada mampu dimanufaktur dengan teknologi yang tersedia. Kemudian dibuat daftar yang berisi beberapa alternatif proses manufaktur beserta biaya yang diperlukan. Setelah itu ditetapkan satu alternatif manufaktur berdasarkan atas biaya yang terkecil.

3.1.5 Uji Coba Alat

Setelah proses perakitan alat dilakukan uji coba, pada tahap ini alat pengolah sabut kelapa diuji coba dengan dua parameter yaitu

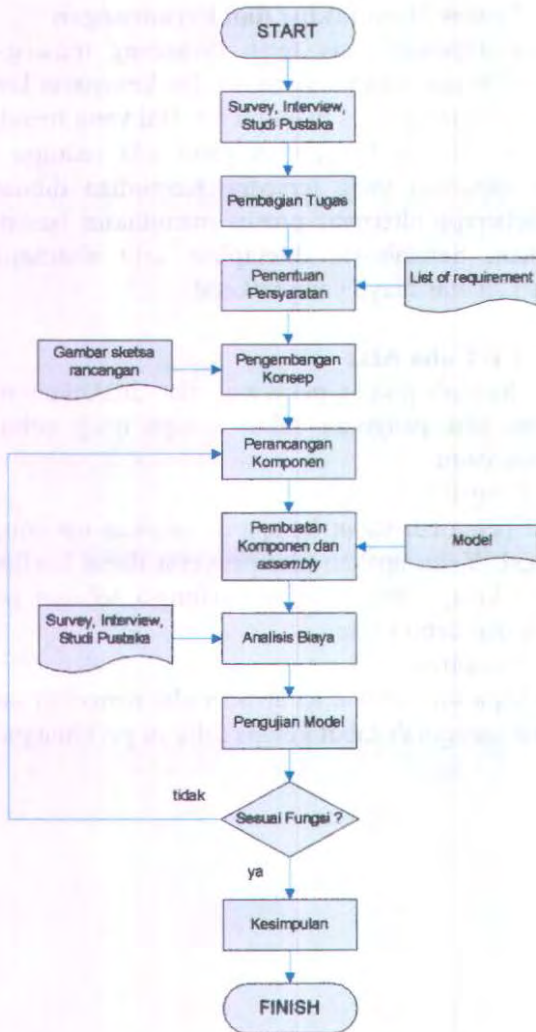
a. Uji Fungsi

Alat pengolah sabut kelapa di lakukan uji coba berdasarkan fungsi. Yaitu apakah alat penyerat dapat berfungsi menyerat sabut kelapa dan pemilah berfungsi sebagai pemisah antara serat dan debu kelapa

b. Uji Kapasitas

Uji kapasitas dilakukan apakah alat pengolah sabut kelapa ini dapat mengolah sabut kelapa sebesar perhitungan teoritis

3.2 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.9 Flowchart umum rancang bangun

3.3 Variabel Hasil

Penelitian mengenai rancang bangun penyerat dan pemilah sabut ini sampai pada tahap perhitungan variable – variable berikut:

- Dimensi detail komponen
- Daya dan efisiensi kerja
- Kapasitas kerja alat total
- Biaya total pembuatan alat
- Perbandingan biaya operasional secara manual dan secara mekanis .

3.4 Mechanical Properties pada Buah Kelapa

Untuk menentukan rancangan yang tepat diperlukan data tentang *mechanical properties* dari buah kelapa terutama yang berkaitan dengan kekuatan bahan dari sabut kelapa. Data tersebut didapatkan dari referensi yang telah ada, namun jika tidak ditemukan referensi tentang data yang dimaksud maka perlu dilakukan eksperimen untuk mendapatkannya. Adapun data yang diperlukan adalah sebagai berikut:

- Kekuatan sabut terhadap gerak menyerat.

Kekuatan terhadap gerak menyerat berkaitan dengan kekuatan sabut terhadap gaya geser dan atau gaya kompresi yang searah dengan serat sabut. Eksperimen untuk mendapatkan data tersebut dapat dilakukan dengan cara menyeratkan paku searah dengan serat sabut dan diukur gaya yang dibutuhkan.



Gambar 3.17 Eksperimen terhadap penyeratan

b. Massa Jenis sabut kelapa

Massa jenis sabut kelapa yang dimaksud disini adalah massa jenis sabut kelapa dalam keadaan kering. Eksperimen dilakukan dengan menimbang berat dari potongan sabut kelapa yang memiliki ukuran tertentu (volume sabut dapat dihitung).



Gambar 3.19 Eksperimen terhadap massa jenis sabut

BAB IV

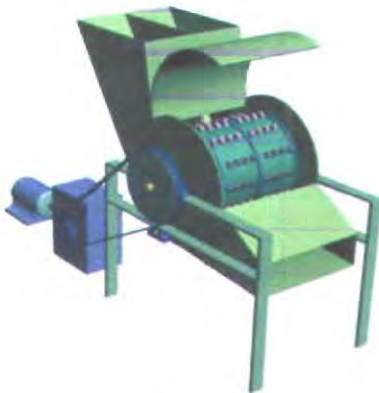
PERANCANGAN PENYERAT SABUT KELAPA

4.1. Pengembangan Konsep

Alat penyerat sabut kelapa merupakan bagian dari rangkaian alat pengolah sabut kelapa. Alat penyerat sabut kelapa ini adalah sebuah sub sistem yang cukup penting dalam proses pengolahan untuk mendapatkan produk turunan sabut kelapa, yaitu *cocofiber* dan *cocodust*.

Penyerat sabut kelapa berfungsi memisahkan antara serat dan debu kelapa. Cara pemisahan serat dan debu kelapa yang dilakukan adalah dengan cara menyerat atau mencacah sabut kelapa dengan *blade* hingga terpisahkan serat dan debunya.

Pemilihan metode pengupasan tersebut berkaitan dengan hasil akhir yang diinginkan yaitu produk turunan sabut kelapa berupa serat kelapa (*cocofiber*) dengan ukuran tertentu dan debu kelapa (*cocodust*). Keluaran dari alat ini akan diolah lagi oleh alat berikutnya yaitu alat pemilah serat kelapa.



Gambar 4.1 Rancangan sistem penyerat

Proses penyerat memiliki dua masukan (*hooper*) sehingga sabut kelapa yang akan diolah berjumlah dua. Sistem ini bekerja pada putaran rendah dengan torsi yang cukup besar. Hal ini dimaksudkan agar sabut kelapa yang masih berukuran besar dapat tercacah dengan baik, sehingga nantinya dapat diproses dengan lebih tepat pada proses pemilahan. Pada perencanaannya penyerat sabut kelapa, perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut :

1. Dimensi silinder yang digunakan.
2. Ukuran paku.
3. Jarak antar paku yang sebaris.
4. Jarak antar barisan paku.

Pada alat ini terdapat beberapa bagian utama dengan fungsi masing-masing. Selanjutnya akan dijelaskan tentang fungsi dasar masing-masing bagian.

4.1.1 Bagian Penyerat (*blades*)

Bagian ini adalah bagian yang cukup penting, karena silinder yang dilengkapi blade ini akan digunakan sebagai penyerat sabut kelapa. Pada bagian tengah silinder terdapat pemisah. Hal ini dimaksudkan agar sabut kelapa yang akan diserat tetap pada posisi tegak lurus dari arah penyeratannya. Pada silinder penyerat terdapat sebuah poros yang diputar dengan sumber tenaga motor listrik. Hasil yang diharapkan dari sabut kelapa yang akan diolah adalah serat dan debu kelapa yang telah terpisah dengan hasil lebar maksimumnya adalah 10 mm. Maka tebal *blade* dibuat dengan tebal 10mm. Selanjutnya jarak antar *blade* dan jumlah *blade* keliling silinder ditentukan dengan mempertimbangkan spesifikasi dimensi silinder, jumlah sabut yang akan diolah, serta dimensi sabut kelapa. Untuk mencari jumlah *blade* pada keliling silinder dapat dihitung dengan perumusan:

$$N = \frac{\pi \cdot D_R}{R'}$$

Dimana N = jumlah blade keliling

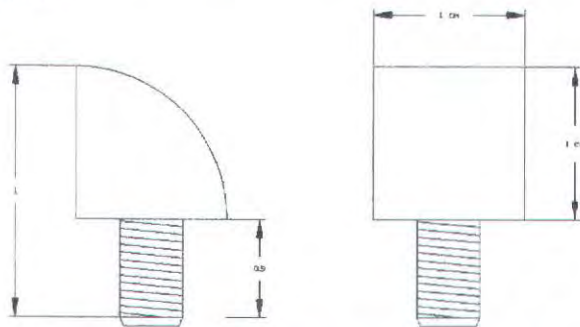
D_R = Diameter silinder

R = Jarak antar setiap *blade*

$$N = \frac{3,14 \cdot 0,3m}{0,075m} = 12,56 = 12$$

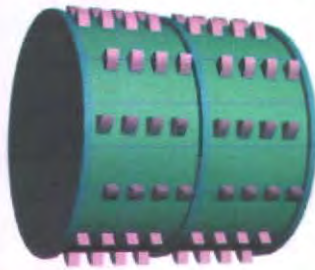
Sehingga jumlah blade keliling pada silinder penyerat berjumlah 12. Karena sistem ini memiliki dua *hooper* maka panjang silinder ditentukan dari total lebar sabut kelapa yang akan diolah dan lebar dari ring pemisah. Maka panjang silinder adalah 20 cm dan silinder penyerat memiliki diameter 30 cm.

Sedangkan pada *blade* penyerat, dimensi dan jumlahnya ditentukan melalui perhitungan. Dalam arti jumlah baris *blade* adalah panjang silinder. Berikut ini merupakan gambar spesifikasi ukuran *blade*.



Gambar 4.10 Ukuran *blade* penyerat sabut kelapa

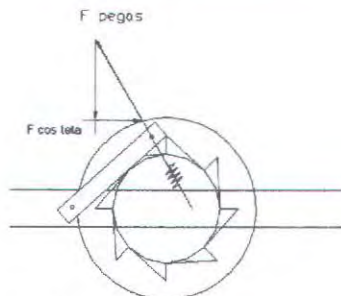
Untuk mengolah sabut kelapa tersebut, maka *blade* dibuat dengan kondisi awal sebagai berikut : $p = 1\text{ cm}$, $h = 1\text{ cm}$ dan tebal (l) = 1 cm .



Gambar 4.2 Rancangan silinder penyerat

4.1.2 Bagian penghambat

Bagian penghambat terdiri dari dua bagian, yaitu *roller* penghambat dan paku penghambat yang terdapat pada *casing*. *Roller* penghambat berfungsi sebagai penghambat laju dan pengarah sabut kelapa agar tidak terhenti, yang dapat menyebabkan kerusakan pada alat, dan sebagai faktor ukuran sabut kelapa yang dapat melewati sistem penyerat. Silinder penghambat atau *roller* penghambat terletak di bawah silinder penyerat, memiliki dimensi panjang 0,2 m dan diameter 0,1 m. Pada bagian ini terdapat komponen utama yaitu pegas. Pegas memiliki fungsi sebagai pemberat pada proses penghambat laju sabut. Dengan adanya hambatan, sabut kelapa tetap dapat melaju namun tidak langsung keluar. Berikut merupakan mekanisme pegas.



Gambar 4.11 Mekanisme pegas

Dengan percobaan didapat konstanta pegas 40 N/m. Sehingga agar sabut tetap dapat maju dibutuhkan daya untuk melawan gaya tangensial pegas.



Gambar 4.3 Roller penghambat

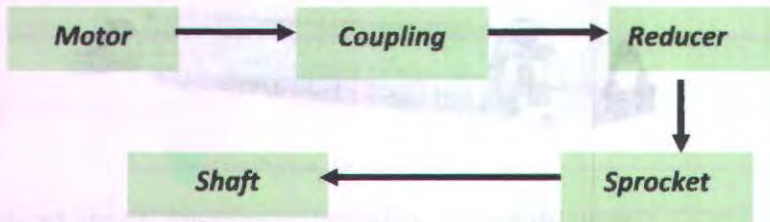
Bagian berikutnya adalah paku penghambat yang terdapat pada casing. Paku ini sebagai penghambat laju sabut kelapa yang akan diolah. Sabut kelapa ini akan terdorong maju akibat adanya gesekan antara blade dan sabut kelapa. Paku penghambat akan menghambat sabut sehingga sabut kelapa akan terserat oleh silinder penyerat. Ukuran paku dianalisa kekuatannya agar mampu menahan sabut.



Gambar 4.4 Paku pada casing

4.1.3 Bagian Penggerak

Bagian ini merupakan bagian transfer daya dari motor penggerak ke mekanisme penyerat. Bagian ini terdiri dari : *Motor*, *coupling*, *reducer*, *sprocket* dan *shaft crusher*. Secara skematis sistem transfer daya tersebut digambarkan sebagai berikut :



Gambar 4.5 Skema transfer daya

4.1.4 Bagian Kontruksi

Bagian ini merupakan bagian penunjang sistem ini. Bagian konstruksi terdiri atas *hooper*, *casing* dan kerangka. Perencanaannya disesuaikan dengan kebutuhan yang ada. Konstruksi harus kuat sehingga mampu menopang sistem kerja. *Hooper* digunakan untuk masukan sabut kelapa pada sistem penyerat. Sistem ini memiliki dua masukan sehingga dalam satu pengolahan terdapat dua sabut kelapa. *Casing* digunakan sebagai

penutup dan berfungsi agar sabut yang sedang diolah tidak keluar berserakan, namun dapat dikumpulkan dan diarahkan untuk proses selanjutnya yaitu proses pemilahan.

4.1.5 Equipment pendukung

Peralatan pendukung yang digunakan pada sistem ini antara lain poros, *bearing*, pegas, *sprocket*, *coupling* dan *belt*.

4.2. Perencanaan Sistem Penyerat

a. Kapasitas Penyerat

Kapasitas penyerat ditentukan berdasar waktu yang dibutuhkan untuk menyerat dua sabut kelapa, karena alat ini menyerat dua sabut dalam satu proses penyeratan. Diasumsikan alat bekerja selama 5 jam perhari. Besarnya kapasitas dirumuskan sebagai berikut:

- Kapasitas Penyerat (Q)

Jika diketahui :

$$Q_{penyerat} = \frac{\text{volume}}{\text{putaran}} \cdot \frac{\text{putaran}}{\text{sekon}} \cdot \text{massajenis} \cdot \text{jumlahfeeder}$$

$$Q_{penyerat} = V_1 \cdot \frac{xt}{x} \cdot \rho \cdot n \cdot 2$$

Dimana

$Q_{penyerat}$ = kapasitas penyerat (kg/s)

V_1 = volume setiap seratan (m^3)

n = putaran silinder (s)

ρ = massa jenis sabut kelapa (kg/m^3)

x = jumlah blade maksimal yang terkena sabut

xt = jumlah blade dalam satu lingkaran

b. Perencanaan Daya

Daya penyerat kelapa merupakan daya yang dibutuhkan untuk menyerat, melawan roller hambatan dan melawan hambatan paku. Rumus dasar untuk menentukan besarnya daya yang dibutuhkan adalah sebagai berikut:

$$P_{total} = P_s + P_h$$

Dimana: P_s = Daya untuk silinder untuk menyerat (Nm/s)
 P_h = Daya untuk melawan hambatan (Nm/s)

Besarnya gaya yang dibutuhkan untuk menyerat adalah sebagai berikut

$$\frac{F_{eks}}{2(X.l)} = \frac{F_s}{2(X'.l')}$$

Dimana:

F_{eks} = Gaya menyerat eksperimen (N)

F_s = Gaya menyerat yang terjadi (N)

X = kedalaman tusukan paku menyerat eksperimen (m)

X' = kedalaman tusukan paku yang terjadi (m)

l = panjang penyeratan eksperimen (m)

l' = panjang penyeratan terjadi (m)

Dari perumusan diatas dapat diketahui gaya untuk menyerat. Sehingga dapat ditentukan perumusan daya yang dibutuhkan yaitu sebagai berikut:

$$P_s = F_s \cdot u$$

Dimana:

F_s = gaya yang dibutuhkan untuk menyerat maksimum (N)

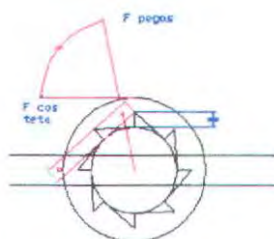
u = kecepatan keliling silinder (m/s)

Hambatan yang diterima ditentukan oleh roller penghambat dan paku pada *frame*. Sehingga daya yang dibutuhkan untuk mengatasi hambatan adalah jumlah dari daya yang dibutuhkan untuk mengatasi hambatan dan dirumuskan sebagai berikut:

$$P_h = P_r + P_p$$

Roller penghambat tersusun atas beberapa komponen (gambar 3.7) diantaranya adalah pegas. Pegas bekerja untuk menghambat laju dari roller tersebut. Daya yang dibutuhkan

pada roller penghambat dipengaruhi oleh gaya tangensial yang bekerja pada pegas.



Gambar 3.7 Gaya tangensial pada pegas

Sehingga perumusan yang digunakan untuk menentukan daya yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$P_r = \frac{2\pi.T.n}{60}$$

Paku pada *frame* adalah beberapa barisan paku yang terdapat pada *frame* bertujuan untuk menghambat laju sabut kelapa. Dengan menentukan terlebih dulu jarak antara paku sehingga kecepatan laju sabut kelapa dapat dihitung. Perumusan untuk menentukan daya yang dibutuhkan adalah sebagai berikut:

$$P_p = F_s.v$$

Dimana

P_r = Daya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan roller (Nm/s)

P_p = Daya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan paku (Nm/s)

T = Torsi yang dibutuhkan (Nm)

N = putaran roller (rpm)

F_s = gaya yang dibutuhkan untuk melawan paku maksimum (N)

V = kecepatan sabut kelapa (m/s)

4.2.1 Penentuan Kapasitas

Besarnya kapasitas yang diolah sistem penyerat merupakan besarnya sabut kelapa yang mampu diolah menjadi serat dan debu kelapa dalam waktu tertentu. Besarnya kapasitas dijadikan acuan ketika dibandingkan dengan alat sejenis. Kapasitas penyerat dinyatakan dengan satuan kg.

Sabut kelapa diserat melalui proses penyeratan pada sebuah silinder yang dilengkapi *blade*. *Blade* tersebut akan menyerat dengan ukuran tertentu berdasarkan lebar, panjang dan kedalaman *blade* menyentuh sabut kelapa. Dalam hal ini digunakan batasan masalah, yaitu jumlah output sama dengan jumlah input, karena sabut kelapa yang diolah diasumsikan terserat semuanya. Ukuran sabut kelapa yang diolah memiliki dimensi tertentu. Hal ini dikarenakan sistem penyerat akan mengolah sabut kelapa dari hasil sistem pengupasan sebelumnya.

Ukuran sabut kelapa yang akan diolah memiliki dimensi sebagai berikut:

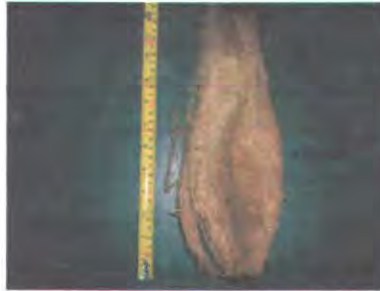
Panjang sabut : 30 cm

Tebal sabut : 25 cm

Lebar sabut : 15 cm (diameter tempurung)

Maka volumenya adalah $281,25\text{cm}^3$ (volume awal sebelum masuk sistem penyerat).

Jika dimodelkan, maka bentuk dan ukuran sabut kelapa dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.8 Ukuran sabut kelapa

Dari hasil eksperimen, didapat besarnya massa jenis sabut kelapa sebesar $12,67 \text{ kg/m}^3$. sedangkan jumlah maksimal blade yang tertancap pada sabut kelapa berjumlah 16 blade. Perhitungan kapasitas menggunakan perumusan sebagai berikut:

$$Q_{\text{penyerat}} = V_1 \cdot \frac{x_t}{x} \cdot \rho \cdot n \cdot 2$$

Dimana V_1 = volume yang terserat dalam setiap seratan

ρ = massa jenis sabut kelapa

n = putaran silinder penyerat

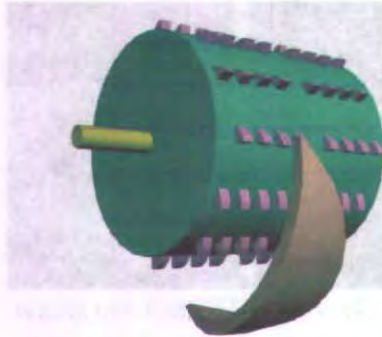
x_t = jumlah total sabut kelapa dalam silinder penyerat

x = jumlah blade yang terkena sabut kelapa

2 = merupakan jumlah *hooper*

Kapasitas penyerat didapat dari volume terserat (V_1). Volume terserat dalam hal ini adalah jumlah *blade* melingkar yang menyentuh sabut kelapa. *Blade* melingkar berjumlah 12. Sedangkan untuk jumlah memanjang terdapat 4 *blade* dalam 1 baris. Sehingga volume yang terserat pada tiap *blade* adalah perkalian lebar *blade* 1cm, kedalaman *blade* yang tertusuk dalam sabut kelapa 0,5cm dan panjang penyeratan 15cm didapat $7,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Dan karena jumlah *blade* melingkar yang terkena sabut kelapa berjumlah 16 maka volume terserat menjadi:

$$7,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \times 16 = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$



Gambar 4.9 sabut kelapa dan silinder penyerat

Sehingga besarnya kapasitas per sekon penyeratan adalah:

$$Q' = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \frac{48}{16} \cdot 12,67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 60 \text{ rpm} \cdot 2$$

$$Q' = 9,1224 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Untuk sabut sebanyak 18000 potong per 5jam, kapasitas yang dihasilkan pada proses pengupasan adalah

$$\begin{aligned} Q &= \text{Output pengupasan sabut/5jam} \times \text{volum} \times \text{massa jenis} \\ &= 18000 \text{ potong sabut/5 jam} \times 281,25 \text{ cm}^3 \times 12,67 \text{ kg/m}^2 \\ &= 64,1102 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga waktu operasional yang dibutuhkan untuk mengolah sebanyak 64,1102 kg sabut kelapa adalah

$$t = \frac{Q}{Q'} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600} = \frac{64,1102 \text{ kg}}{9,1224 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 2 \text{ jam}$$

Jadi untuk dapat mengolah sabut kelapa yang diolah dari proses pengupasan selama 5 jam, sistem penyerat harus bekerja dalam waktu 2 jam.

4.2.2 Penentuan Daya

Daya penyerat merupakan daya yang dibutuhkan untuk menyerat sabut kelapa serta melawan hambatan. Berikut merupakan perumusan kebutuhan daya:

$$P_{total} = P_s + P_h$$

Dimana P_s merupakan daya untuk meyerat, dan P_h merupakan penjumlahan daya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan paku pada *frame* dan *roller* penghambat.

Dari eksperimen dengan neraca pegas didapatkan besarnya kebutuhan gaya menyerat. Sedangkan untuk mengetahui besarnya gaya menyerat pada proses ini didapat dari rumus kesebangunan, yaitu dengan membandingkan gaya antara alat pengujian dengan *blade* pada sistem penyerat ini.

$$\frac{F_{eks}}{2(X.I)} = \frac{F_s}{2(X'.I')}$$

$$\frac{20N}{2(1cm.10cm)} = \frac{F_s}{2(0,5cm.30cm)}$$

$$F_s = 30N$$

Daya yang dibutuhkan untuk menyerat,

$$P_s = F_s \cdot u$$

$$\begin{aligned} \text{dimana } u &= \text{kecepatan keliling silinder} \\ &= \pi \cdot d \cdot n / 60 \\ &= 3,14 \cdot 31cm \cdot 60 / 60 \\ &= 0,9734 \text{ m/s} \end{aligned}$$

sehingga

$$P_s = 30N \times 32 \times 0,9734 \text{ m/s}$$

$$P_s = 934,46 \text{ Nm/s}$$

Kemudian dihitung daya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan. Dimana pada perumusan berikut akan dijabarkan daya

yang dibutuhkan untuk melawan *roller* penghambat dan paku pada *frame*.

$$P_h = P_r + P_p$$

Dimana daya yang dibutuhkan untuk melawan *roller* penghambat

$$P_r = \frac{2\pi.T.n}{60}$$

Pada perhitungan daya *roller* penghambat di sini penulis mengasumsikan pegas memiliki konstanta 40N/cm. Sehingga besarnya gaya pegas adalah 40N.

$$F = k.x$$

$$40 \text{ N} = k.1\text{cm}$$

$$K = 40 \text{ N/cm}$$

Setelah gaya pegas didapat, besarnya gaya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan merupakan gaya tangensial pegas. Dengan menentukan terlebih dahulu besarnya sudut adalah 78° .

Gaya tangensial pegas

$$F_{\tan} = F \cos \Theta$$

$$F_{\tan} = 40 \cos 78$$

$$F_{\tan} = 8,3 \text{ N}$$

Torsi pegas

$$T = F.R$$

$$T = 8,3\text{N}.15,5\text{cm}$$

$$T = 128,65 \text{ Ncm}$$

$$T = 1,28 \text{ Nm}$$

Maka daya untuk melawan *roller* penghambat adalah

$$P_r = \frac{2.3,14.1,28.60}{60}$$

$$P_r = 8,0384 \text{ Nm/s}$$

Sedangkan daya yang dibutuhkan untuk melawan paku pada *frame*, dimana pada paku ini gaya yang dibutuhkan adalah sama dengan besarnya gaya menyerat.

$$P_p = F_s \cdot v$$

$$P_p = 30 \text{ N} \times 12 \times 0,02 \text{ m/s}$$

$$P_p = 7,2 \text{ Nm/s}$$

Sehingga besarnya daya yang dibutuhkan untuk melawan hambatan adalah:

$$P_h = 8,0384 \text{ Nm/s} + 7,2 \text{ Nm/s}$$

$$P_h = 15,2384 \text{ Nm/s}$$

Dan kebutuhan daya total adalah:

$$P_{total} = P_s + P_h$$

$$P_{total} = 934,46 \text{ Nm/s} + 15,2384 \text{ Nm/s}$$

$$P_{total} = 949,698 \text{ Nm/s}$$

$$P_{total} = 949,697 \text{ watt}$$

$$P_{total} = 1,27 \text{ HP}$$

Jika diasumsikan transmisi daya memiliki efisiensi 80%, maka daya minimal dari motor penggerak yaitu:

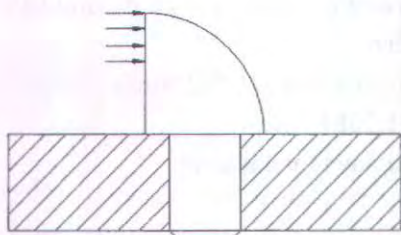
$$N = \frac{1,27 \text{ HP}}{80\%} = 1,59 \text{ HP}$$

4.2.3 Penentuan kekuatan paku dan silinder

Pada perancangan sistem penyerat sabut kelapa, kekuatan paku pada silinder, paku pada *frame*, dan silinder diperhitungkan untuk menentukan bahan apa yang akan digunakan. Sehingga paku mampu menahan beban akibat menerima gaya. Perumusan yang digunakan untuk menentukan kekuatan paku dan silinder adalah sebagai berikut:

Kekuatan paku akibat bending

Paku menerima gaya bending akibat gaya menyerat sabut kelapa. Gaya tersebut dapat menyebabkan paku tidak mampu menerima gaya sehingga mengakibatkan bengkok. Gaya yang terjadi diasumsikan terdistribusi merata. Perumusan yang digunakan yaitu:



Gambar 4.12 Distribusi gaya pada paku penyerat

Untuk menentukan syarat aman digunakan perumusan MNST. MNST digunakan berdasarkan kegagalan pada tegangan tarik atau tekan. Dengan asumsi *safety factor* sebesar 1,5.

Tegangan ijin (MNST)

$$\sigma_{\max} \geq \frac{S_y}{n}$$

Tegangan maksimum merupakan hasil bagi momen bending dengan inersia benda tersebut.

$$\sigma_{bx} = \frac{Mbx}{I}$$

$$Mbx = 30 \text{ N} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,09 \text{ Nm}$$

$$I = bh^2 / 6$$

$$I = 1 \text{ cm} \cdot (0,5)^2 \text{ cm} / 6 = 0,041 \text{ cm}^3 = 4 \cdot 10^{-8}$$

$$\sigma_{bx} = \frac{Mbx}{I} = \frac{0,09}{4 \cdot 10^{-8}} = 225 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 = 326.3349 \text{ psi}$$

sehingga

$$326,3349 \geq \frac{Syp}{1,5}$$

$$Syp = 489,495$$

Sehingga syarat AMAN untuk pemilihan material harus mempunyai nilai Syp lebih besar dari 489,495 psi. Agar blade dapat di treatment tahan terhadap aus yaitu dengan proses quench, blade dipilih menggunakan bahan st-60

Kekuatan paku terhadap gaya geser

Gaya geser paku yang terjadi dapat mengakibatkan paku mengalami kerusakan, yaitu patah. Untuk menganalisa kekuatan paku akibat gaya geser dapat digunakan perumusan berikut:

$$\begin{aligned} Ss &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{30N}{\frac{\pi}{4} \cdot (5 \cdot 10^{-3} m)^2} = 1528662,42 N / m^2 = 221,7137 \text{psi} \end{aligned}$$

$$Ssyp \text{ min} = 221,7137 \times 1,5 = 332,57055 \text{psi}$$

$$Syp = \frac{332,57055}{0,58} = 573,3975 \text{psi}$$

Bahan yang dipilih St 60.

Kekuatan paku pada frame

Paku pada *frame* bekerja sebagai penghambat. Paku ini juga dianalisa kekuatannya terhadap gaya bending dan gaya geser. Namun karena dimensi yang sangat kecil sehingga kerusakan paku yang rawan terjadi adalah bengkok. Oleh karena itu paku

pada *frame* hanya dianalisa terhadap kekuatan bendingnya. Dimana untuk menentukan tegangan maksimum adalah :

$$\sigma_{bx} = \frac{Mbx}{I}$$

$$Mbx = 30 \text{ N} \cdot 1,66 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,05 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{32} = 2,943 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{bx} = \frac{Mbx}{I} = \frac{0,05}{2,943 \cdot 10^{-4}} = 169,8 \text{ N} / \text{m}^2 = 0.0246 \text{ psi}$$

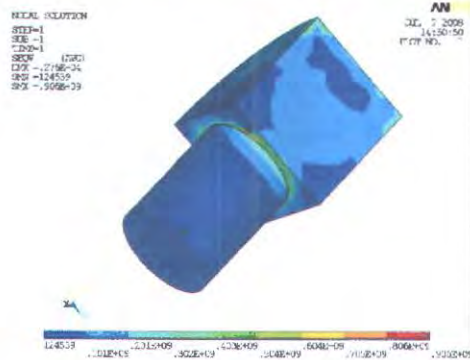
sehingga

$$0.0246 \geq \frac{Syp}{1,5}$$

$$Syp = 0,036$$

Sehingga syarat AMAN untuk pemilihan material harus mempunyai nilai Syp lebih besar. Maka dipilih material St 60.

Sebagai pembanding, analisa dilakukan dengan menggunakan *software* bantu. Untuk mengetahui tegangan-tegangan yang terjadi digunakan *software* bantu ANSYS 10. Berikut adalah hasil permodelan pada ANSYS 10 dengan menggunakan material ST 60.

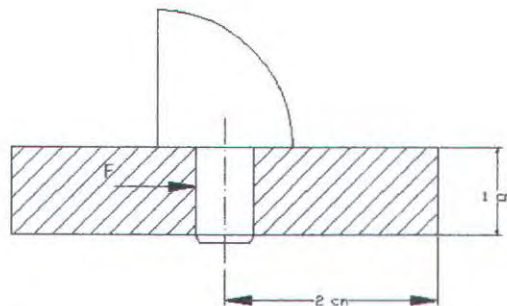


Gambar 4.13 Distribusi tegangan pada upper blade ST 60

Pada gambar terlihat tegangan yang terjadi jauh dibawah tegangan ijin sehingga dapat diambil keputusan bahwa penggunaan bahan st 60 aman

Kekuatan pada silinder

Silinder akan mengalami gaya geser dan bending akibat paku pada silinder yang mengalami gaya penyeratan. Berikut adalah gaya yang bekerja pada silinder:



Gambar 4.14 Gaya yang bekerja pada silinder

4.2.4 Kekuatan roller terhadap gaya geser

Gaya geser *roller* yang terjadi dapat mengakibatkan terkoyaknya *roller*. Untuk menganalisa kekuatan *roller* akibat gaya geser dapat di gunakan perumusan:

$$S_s = \frac{F}{A}$$

Bidang geser *roller* berkaitan dengan jarak paku dengan jarak ujung plat dudukan. Sehingga luas permukaan silinder dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} A &= p.l = (2\text{cm}-0,4 \text{ cm}). 1 \text{ cm} \\ &= 1,6 \text{ cm}^2 \\ &= 1,6.10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga gaya gesernya :

$$S_s = \frac{30N}{1,6.10^{-4} \text{ m}^2} = 187.500N / \text{m}^2$$

$$\begin{aligned} S_{syp \min} &= 187.500N/\text{m}^2 \times 1,5 = 281,250.10^3 \text{ N/m}^2 \\ &= 40,791\text{psi} \end{aligned}$$

$$S_{yp \min} = \frac{40,791\text{psi}}{0,58} = 18,753 \text{ psi}$$

Maka material untuk silinder dipilih ST-60.

4.3 Sistem Penggerak Penyerat

Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan sistem penyerat tidak terlampau besar. Putaran yang diinginkan pun sangat rendah yaitu 60rpm, namun dengan torsi yang cukup besar. Sistem penggerak menggunakan sistem motor elektrik.

Sistem penggerak motor elektrik memiliki putaran dan torsi output tertentu. Setelah itu baru bisa divariasikan ketika digunakan alat tambahan yaitu *reducer*. Meski demikian motor elektrik ini relatif jauh lebih murah dibandingkan sistem penggerak lain seperti sistem penggerak hidrolik.

Perancang menggunakan sistem motor elektrik dengan pertimbangan ekonomis, serta variasi putaran dan torsi tidak dibutuhkan pada sistem penyerat sabut kelapa ini.

Motor elektik yang dipilih haruslah mampu memenuhi kebutuhan penyerat. Perancang memilih menggunakan motor dengan spesifikasi berikut :

Merek	: Motovario
Model	: 90L, IEC Frame 90 L
Jenis	: motor listrik AC (single phase) 220 Volt
Daya	: 2 HP
RPM output	: 1700 rpm

Untuk memenuhi putaran dan torsi yang diinginkan (putaran poros 60 rpm), maka perlu ditambahkan *reducer*. Di pasaran didapat *reducer* dengan spesifikasi berikut :

Manufacturer	: JOYCE
Kode produk	: B-Series Tipe 60
Jenis	: Worm gear reducer <i>Single reduction, single output shaft.</i>
Ratio	: 1:15
HP input (max)	: 2,39 HP
RPM output	: 113,33 rpm

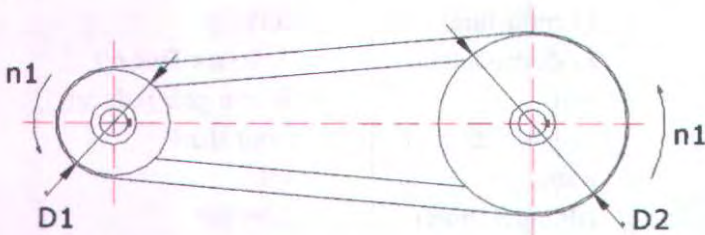
Effisiensi total dari motor dan *reducer* adalah 80%, sehingga daya dari motor yang diteruskan ke alat sebesar 1,6 HP.



Gambar 4.15 Reducer

4.4 Perencanaan Rantai dan Sprocket

Transmisi rantai digunakan untuk meneruskan putaran dari sumber penggerak, dalam hal ini dari *reducer* motor ke sistem mekanis. Model transmisi yang digunakan dapat dilihat dari gambar model sebagaimana tampak pada Gambar 4.16 berikut.



Gambar 4.16 Transmisi rantai

Pemilihan rantai dilakukan berdasar putaran yang akan ditransmisikan. Standardisasi rantai ditentukan oleh masing-

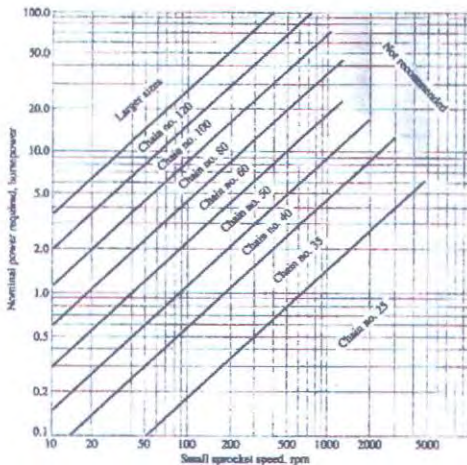
masing pabrikan dengan mengacu kepada standarisasi oleh *Association of Roller and Silent Chain Manufacturers*.

Perencanaan transmisi rantai berdasar Kent (1950) adalah sebagai berikut :

- Daya yg ditransmisikan : 1,6 HP
- Putaran driver sprocket : 113,33 rpm
- Putaran driven sprocket : 60 rpm
- Jenis rantai : single strand, roller chain

Untuk $n = 113,33$ rpm dengan daya = 1,6 HP , maka dari tabel (Kent,1950) didapat jenis rantai yang sesuai :

- Standard Chain number : 60
- Jumlah gigi sproket : 16 (small sprocket)
- Tipe pelumasan : tipe I (pelumasan /ringan).
- Umur kerja : 15.000 jam kerja



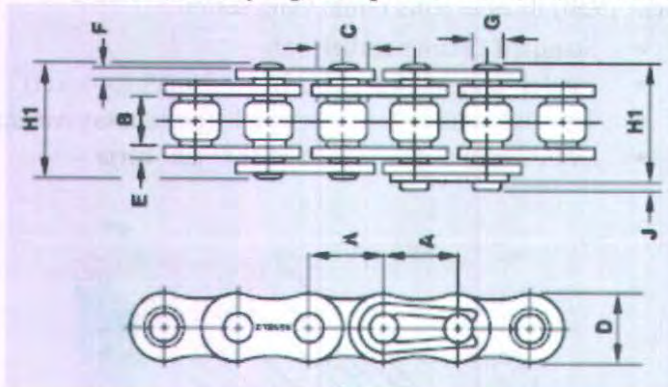
Gambar 4.17 Grafik standar pemilihan rantai

Dari tabel standar produk rantai didapat ukuran spesifik rantai tipe 60 adalah :

Pitch : 19.05 mm

Roll diameter	: 11,91 mm
Width	: 12,70 mm
H	: 17,8 mm
Pin diameter	: 5,95 mm
T	: 2,40 mm
L	: 25,90 mm
Lc	: 27,70 mm
weight	: 2,92 kg/m

Gaya tarikan maksimum yang mampu diterima adalah 4400 kg.



Gambar 4.18. Chain nomenclature

Untuk kecepatan *sprocket* di bawah 600 ft/min digunakan *sprocket* berbahan *steel* (180 BHN). Pemilihan sproket ditentukan dari tabel standar *sprocket* dimana untuk jumlah gigi *sprocket* 16, *single strand chain* didapat data sebagai berikut :

Tipe <i>sprocket</i>	: tipe A (plain plate)
D_{Outside}	: 71 mm
Pitch diameter (PD)	: 65,10 mm

Untuk *sprocket driven*, perhitungannya sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1}$$

$$\frac{113,33rpm}{60rpm} = \frac{Nt}{16}$$

Didapat $Nt_2 = 30$ dan dari tabel didapat $D_{\text{Outside}} = 128 \text{ mm}$
 Jika ditentukan jarak antar pusat sprocket = 650 mm, maka panjang rantai adalah :

$$L = \frac{N+n}{2} + \theta \frac{N-n}{180} - 2C \cos \theta$$

Untuk menentukan harga θ digunakan persamaan

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

Dengan

$$c = 2 (R_1 + R_2) = 2 (128 + 71) = 398 \text{ mm}$$

Sehingga

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{128 - 71}{398} \right) = 8,233^\circ$$

Maka panjang rantai pada sistem penyerat sabut kelapa adalah

$$L = \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} + \theta \frac{Nt_2 - Nt_1}{180} - 2C \cos \theta$$

$$L = \frac{30+16}{2} + 8,23 \frac{30-16}{180} + 2.650 \cos 8,23$$

$$L = 23 + 0,64 + 1286,61$$

$$L = 1319,34 \text{ mm}$$

Dengan massa rantai = 1,5 kg/m. $1,31934 \text{ m} = 1,97 \text{ kg}$

Dan berat rantai = 19.3 N = 4,34 lb.

Kemudian dihitung torsi pada sproket dengan gaya tarikan rantai sebagai berikut

$$F = \frac{P.60}{2.\pi.r.n}$$

$$F = \frac{1193.12.60}{2.\pi.0,128.60}$$

$$F = 1484,275N = 333,6783lb$$

Maka besarnya torsi adalah

$$T_1 = F.r$$

$$T_1 = 333,6783lb .5,039in = 1669,5 lb.in$$

Untuk perbandingan besaran dari putaran yang terjadi

$$\frac{F_1}{F_2} = 2, \text{ maka}$$

$$F_2 = \frac{T_1}{2 R_1} = \frac{1681,404}{2 \times 5,039} = 166,839lb$$

$$F_1 = 333,678 lb$$

$$Fr = \sqrt{(F1)^2 + (F2)^2 + 2 \times F1 \times F2 \times \cos \alpha}$$

$$Fr = \sqrt{(333,678)^2 + (166,839)^2 + 2 \times 333,678 \times 166,839 \times \cos 8,233^\circ}$$

$$Fr = 499,369 lb$$

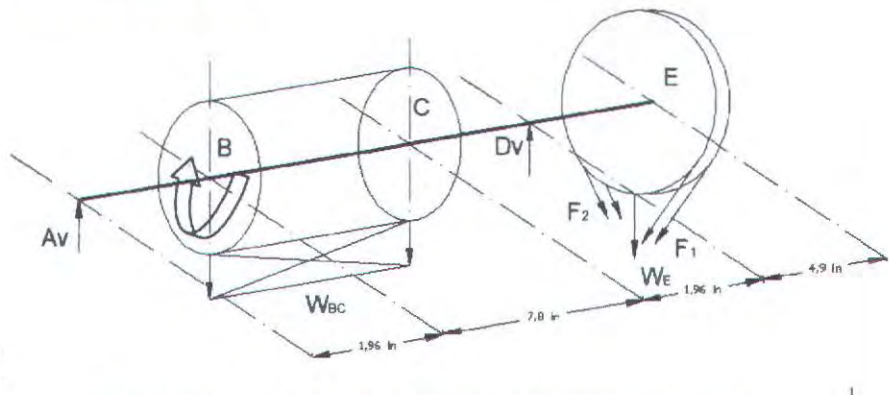
4.5 Perencanaan Poros

Pada sistem penyerat terdapat 2 buah poros. Satu buah poros utama sebagai penggerak silinder penyerat, sedangkan poros yang lain sebagai penggerak *roller* penghambat.

4.5.1 Perencanaan Poros Utama

Pada poros utama terdapat silinder penyerat yang nantinya dapat diasumsikan beban merata. *Gear* rantai menggunakan bahan *steel* (180BHN) dengan $\rho = 0,284 lb/in^3 = 7196,77 kg/m^3$.

Perencanaan poros



Gambar 4.19 3D Poros utama beserta gaya-gaya yang terjadi

Dari perhitungan sebelumnya, telah diketahui bahwa

$$F_r = 499,369 \text{ lb}$$

$$F_1 = 333,678 \text{ lb}$$

$$F_2 = 166,839 \text{ lb}$$

$$\theta = 8,233^\circ$$

W_e = gaya yang diakibatkan oleh berat *sprocket*

W_{bc} = gaya yang diakibatkan oleh berat *roll* dititik tengah

Pada perhitungan analisa poros diasumsikan bahwa titik A merupakan tumpuan engsel sedangkan titik D adalah tumpuan *roll*. Terdapat beberapa gaya yang perlu diperhitungkan agar hasil yang didapat mampu menompang gaya-gaya tersebut pada kondisi aktualnya.

Gaya akibat berat *sprocket*

$$W_E = m \cdot g$$

$$W_E = (\rho \cdot V) \cdot g$$

$$W_E = \left(\rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot b \right) \cdot g$$

$$W_E = (7196,77 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times \frac{(0,128)^2}{4} \times 0,012 \text{ m}) \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$W_E = 10,88515 \text{ N}$$

$$W_E = 2,447079 \text{ lb}$$

Gaya akibat berat silinder (bahan St- 60 dengan $\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$)

$$W_{BC} = m \cdot g$$

$$W_{BC} = (\rho \cdot V) \cdot g$$

$$W_{BC} = \left(\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{silinder}}^2}{4} \cdot L \right) \cdot g$$

$$W_{BC} = (7750,373 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times \frac{(0,3 \text{ m} - 0,29 \text{ m})^2}{4} \times 0,2 \text{ m}) \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$W_{BC} = 109,5127 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

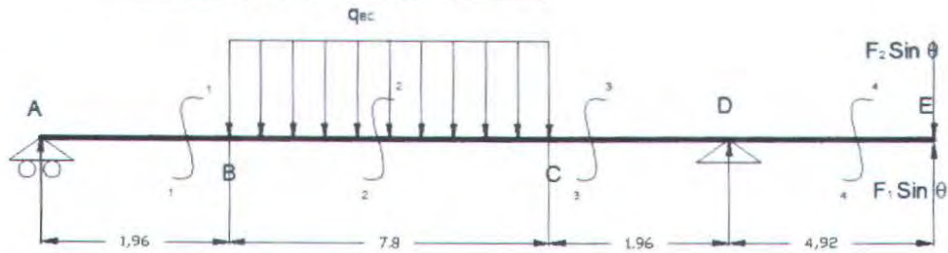
$$W_{BC} = 119,3689 \text{ N}$$

$$W_{BC} = 26,8332 \text{ lb}$$

Dari perhitungan sebelumnya poros menerima gaya saat penyeratan. Maka untuk menentukan gaya akibat penyeratan pada silinder dengan asumsi gaya terdistribusi merata (q) sepanjang titik BC adalah:

$$q = \frac{206,8}{7,87} = 26,27 \text{ lb/in}$$

• Analisa gaya-gaya bidang horizontal



Gambar 4.20 Load Diagram

$$\curvearrowleft + \Sigma MA = 0$$

$$F_2 \cdot \sin \theta (16,64) - F_1 \cdot \sin \theta (16,64) - Dh(11,72) + q \cdot X \cdot 5,86 = 0$$

$$166,839 \cdot \sin 8,233 \cdot 16,64 - 333,678 \cdot \sin 8,233 \cdot 16,64 -$$

$$11,71 Dh + 26,275 \cdot 86 \cdot 7,8 = 0$$

$$397,5491 \text{ lb} \cdot \text{in} - 795,0983 \text{ lb} \cdot \text{in} - Dh(11,72) + 1200,749 \text{ lb} \cdot \text{in} = 0$$

$$Dh = 68,5909 \text{ lb}$$

$$\uparrow + \Sigma Fy = 0$$

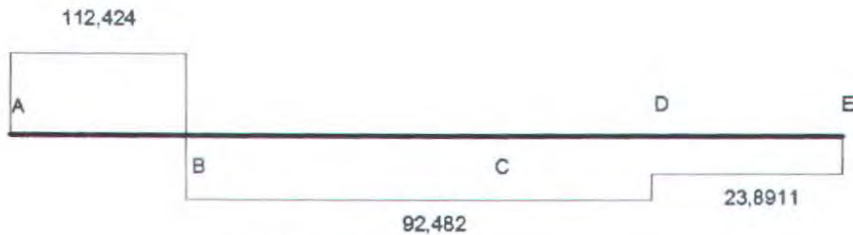
$$AH - q \cdot X - F_2 \cdot \sin \theta + F_1 \cdot \sin \theta + Dh = 0$$

$$AH - 26,27 \cdot (7,8) - 166,839 \cdot \sin 8,23 + 333,678 \cdot \sin 8,23 + 68,5909 \text{ lb} =$$

$$0$$

$$AH - 204,906 \text{ lb} - 23,8825 \text{ lb} + 47,7823 \text{ lb} + 68,5909 \text{ lb} = 0$$

$$AH = 112,424 \text{ lb}$$



Gambar 4.21 Shear diagram

Potongan 1-1

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(1-1)} &= Ah \cdot X_1 \\ M_{X(1-1)} &= 119,416 \text{ lb} \cdot (X_1) \\ \text{pada saat } x_1 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_1 &= 1,95 \text{ in} \quad \Rightarrow M_B = 213,6056 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

Potongan 2-2

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(2-2)} &= Ah (1,96 + X_2) - \frac{1}{2} q X_2^2 \\ M_{X(2-2)} &= 119,416 (1,9+X_2) - \frac{1}{2} 26,27 X_2^2 \\ \text{pada saat } x_2 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_B = 213,6056 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_2 &= 7,8 \text{ in} \quad \Rightarrow M_C = 298,12484 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

Potongan 3-3

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(3-3)} &= Ah(9,76+X_3) - (q \cdot 7,8)(3,9+X_3) \\ M_{X(3-3)} &= 119,416 (9,76+X_3) + 204,906(3,9+X_3) \\ \text{pada saat } x_3 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_C = 298,12484 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_3 &= 1,96 \text{ in} \quad \Rightarrow M_D = 118,9197 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

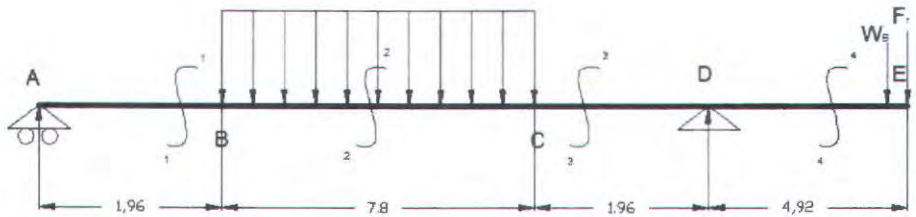
Potongan 4-4

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(4-4)} &= F_2 \sin \theta \cdot X_4 - F_1 \sin \theta \cdot X_4 \\ M_{X(4-4)} &= \text{pada saat } x_2 = 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_E = 0 \text{ lb.in} \\ &\quad \text{pada saat } x_2 = 4,92 \text{ in} \quad \Rightarrow M_D = 118,9197 \text{ lb.in} \end{aligned}$$



Gambar 4.22 Diagram Momen Bending

• Analisa gaya gaya bidang vertikal



Gambar 4.23 Load Diagram

$$\curvearrowleft + \Sigma MA = 0$$

$$(Fr + WE) \cdot (16,64) + W_{BC} \cdot 7,8(5,86) - DV(11,72) + (q \cdot 7,8)5,86 = 0$$

$$(499,369 + 2,447) \cdot (16,64) - DV(11,72) + 26,27 \cdot 7,8(5,86) + 26,8332 \text{ lb} (5,86) \cdot 7,8 = 0$$

$$8350,21824 \text{ lb.in} + 1200,74919 \text{ lb.in} - 11,72 DV + 1226,491906 \text{ lb.in} = 0$$

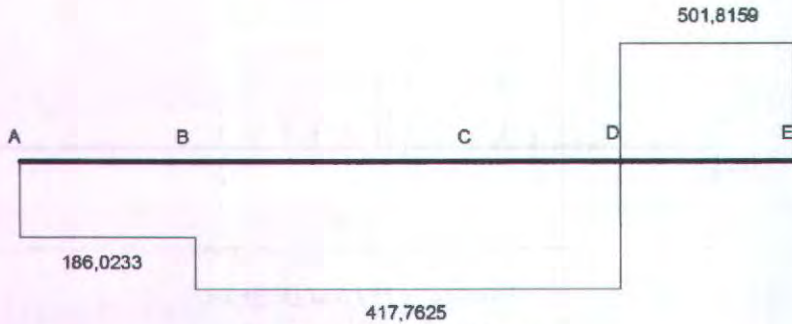
$$DV = 919,5784 \text{ lb}$$

$$\uparrow + \Sigma Fy = 0$$

$$Av - WE - Fr - qx - W_{BC} + DV = 0$$

$$Av - 2,447075 \text{ lb} - 499,369 \text{ lb} - 204,906 \text{ lb} - 26,83321 \text{ lb} + 919,5784 \text{ lb} = 0$$

$$Av = -186,0233 \text{ lb}$$



Gambar 4.24 Shear Diagram

Potongan 1-1

$$\curvearrowright + M_{X(1-1)} = Av \cdot X_1$$

$$M_{X(1-1)} = 186,0233 \text{ lb} \cdot (X_1)$$

$$\text{pada saat } x_1 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in}$$

$$\text{pada saat } x_1 = 1,96 \text{ in} \Rightarrow M_B = 364,6139 \text{ lb.in}$$

potongan 2-2

$$\curvearrowright + M_{X(2-2)} = Av \cdot (1,96 + X_2) + \left(\frac{1}{2} \cdot q(X_2)^2\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot Wbc (X_2)^2\right) = 0$$

$$M_{X(2-2)} = 186,0233 \text{ lb} \cdot (1,96 + X_2) + \frac{1}{2} \cdot (26,27 + 26,833) \text{ lb} \cdot (X_2)^2 = 0$$

$$\text{pada saat } x_2 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_B = 364,6139 \text{ lb.in}$$

$$\text{pada saat } x_2 = 7,8 \text{ in} \Rightarrow M_C = 3430,9806 \text{ lb.in}$$

potongan 3-3

$$\curvearrowright + M_{X(3-3)} = Av(9,76 + X_3) + (q + Wbc) \cdot 7,8 \cdot (3,9 + X_3) = 0$$

$$M_{X(3-3)} = 186,0233 \text{ lb} \cdot (9,76 + X_3) + 53,103 \text{ lb} \cdot (3,9 + X_3) \cdot 7,8 = 0$$

$$\text{pada saat } x_3 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_C = 3430,9806 \text{ lb.in}$$

$$\text{pada saat } x_3 = 1,96 \text{ in} \Rightarrow M_D = 4607,425 \text{ lb.in}$$

potongan 4-4

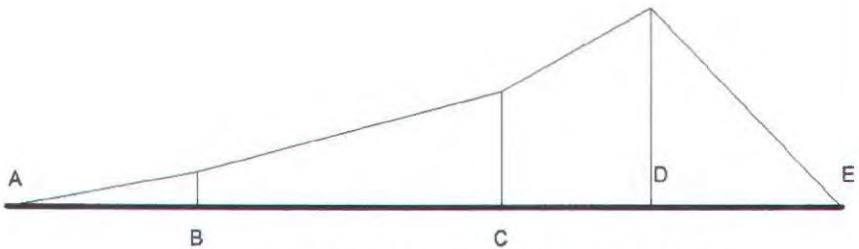
$$\curvearrowright + M_{X(4-4)} = Av(11,72 + X_4) + (q + Wbc) \cdot 7,8(5,86 + X_4) - Dv X_4 = 0$$

$$M_{X(4-4)} = 186,0233 \text{ lb} \cdot (11,72 + X_4) +$$

$$53,103 \text{ lb} \cdot 7,8(5,86 + X_4) - 919,5784 X_4 = 0$$

pada saat $x_4 = 0$ in $\Rightarrow M_D = 4607,425$ lb.in

pada saat $x_4 = 4,92$ in $\Rightarrow M_E = 0$ lb.in



Gambar4.25 Diagram Momen Bending

- Mencari titik kritis pada poros 1

Untuk mencari diameter poros pertama harus diketahui titik kritis poros. Dari perhitungan dan grafik sebelumnya terlihat bahwa titik C dan D memiliki momen terbesar sehingga dapat diperkirakan bahwa titik tersebut adalah titik kritis. Untuk menentukan titik kritis digunakan perumusan berikut.

Pada titik C :

$$M_c = \sqrt{(298,12484 \text{ lb.in})^2 + (3430,9806 \text{ lb.in})^2}$$

$$M_c = 3443,9085 \text{ lb.in}$$

$$T_e = \sqrt{(M_c)^2 + (T_c)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(3443,9085 \text{ lb.in})^2 + (1669,5 \text{ lb.in})^2}$$

$$T_e = 3827,236 \text{ lb.in}$$

$$M_e = \frac{1}{2}(M_c + T_e)$$

$$M_e = \frac{1}{2}(3443,9085 \text{ lb.in} + 3827,236 \text{ lb.in})$$

$$M_e = 3635,572 \text{ lb.in}$$

Pada titik D :

$$M_D = \sqrt{(118,9197 \text{ lb.in})^2 + (4607,425 \text{ lb.in})^2}$$

$$M_D = 4608,9594 \text{ lb.in}$$

$$T_e = \sqrt{(M_D)^2 + (T_D)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(4608,9594 \text{ lb.in})^2 + (1669,5 \text{ lb.in})^2}$$

$$T_e = 4902,013 \text{ lb.in}$$

$$M_e = \frac{1}{2}(M_D + T_e)$$

$$M_e = \frac{1}{2}(4608,9594 \text{ lb.in} + 4902,013 \text{ lb.in})$$

$$M_e = 4755,4864 \text{ lb.in}$$

Dari momen ekuivalen yang terjadi, terlihat titik D merupakan titik kritis. Sehingga analisa akan didasarkan pada titik D.

- Menentukan diameter poros.

Berdasarkan *Maximum Shear Theory of Failure*. Dengan menggunakan bahan poros yaitu AISI 4340 dengan $S_{yp} = 126$ ksi dan Safety Factor (N) = $1.5 \div 2$.

Karena poros yang digunakan adalah poros pejal maka berdasarkan *Maximum Shear Theory of Failure*.

$$\tau_{\max} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16M}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 \times 4755,4864 \text{ lb.in}}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 4902,013 \text{ lb.in}}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times 126000 \text{ psi}}{2}$$

$$\left(\frac{24231,7778}{D^3}\right)^2 + \left(\frac{24978,41019}{D^3}\right)^2 \leq (31500)^2$$

$$\frac{1211100031}{D^6} \leq 992250000$$

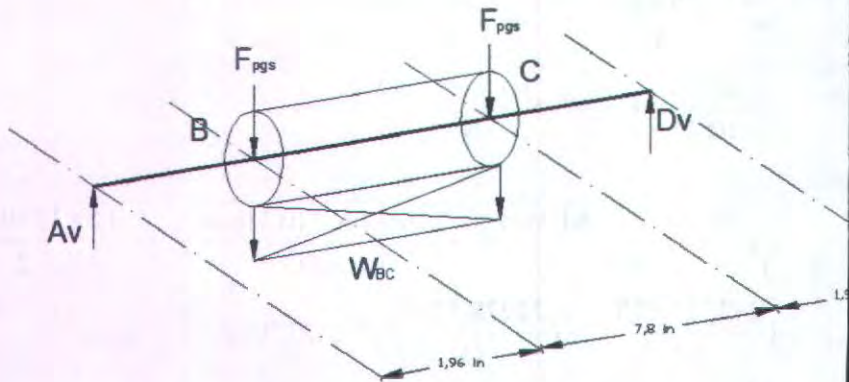
$$1,2205593 \leq D^6$$

$$D \geq 1,0003377 \text{ in}$$

Maka dipilih diameter poros (D) = 1 in

4.5.2 Perencanaan Poros *Roller* Penghambat

Pada poros penghambat terdapat *roller* sebagai penyearah sabut kelapa. Selain itu juga terdapat pegas sebagai komponennya. Pada *roller* penghambat hanya dianalisa gaya yang bekerja pada arah vertikal, karena diasumsikan gaya oleh pegas dapat mewakili gaya yang dapat menyebabkan *roller* berputar.



Gambar 4.26 3D Poros utama beserta gaya-gaya yang terjadi

Pada perhitungan analisa poros, titik A merupakan tumpuan engsel sedangkan pada titik D adalah tumpuan roll. Terdapat beberapa gaya yang bekerja pada poros roller penghambat, antara lain gaya akibat berat roller dan gaya yang bekerja pada pegas. Untuk menentukan gaya akibat berat roller. Terlebih dahulu ditentukan roller penghambat terbuat dari bahan St- 60, dengan $\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$.

$$W_{BC} = m \cdot g$$

$$W_{BC} = (\rho \cdot V) \cdot g$$

$$W_{BC} = \left(\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{cilinder}}^2}{4} \cdot L \right) \cdot g$$

$$W_{BC} = (7750.373 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times \frac{(0,1\text{m} - 0,08\text{m})^2}{4} \times 0,2 \text{ m}) \times 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$W_{BC} = 0,48722 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2$$

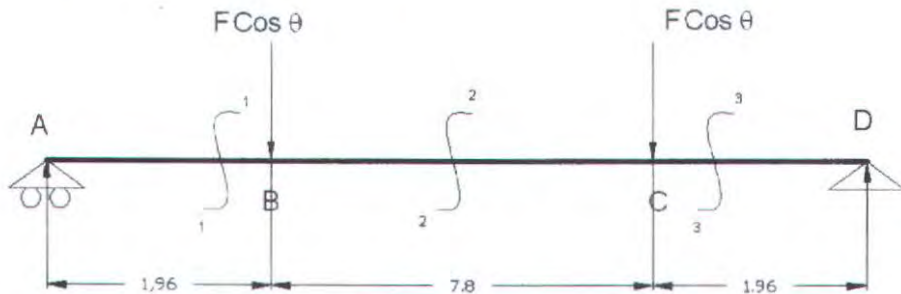
$$W_{BC} = 4,7747 \text{ N}$$

$$W_{BC} = 1,0733 \text{ lb}$$

Roller penghambat menerima gaya saat penyeratan. Gaya yang terjadi membuat pegas merenggang sehingga membuat roller

berputar. Dari perhitungan sebelumnya didapat besarnya gaya tersebut adalah 8,992lb, sehingga $F \cos \theta = 4,496\text{lb}$ dan $F \sin \theta = 7,7873\text{lb}$.

- Analisa gaya bidang horizontal



Gambar 4.27 Load Diagram



$$+\Sigma MA = 0$$

$$(F \cos \theta) \cdot (1,96) + (F \cos \theta) \cdot (9,76) - D_h(11,72) = 0$$

$$(4,496 \text{ lb})(1,96\text{in}) + 4,496 \text{ lb} (9,76\text{in}) - D_h(11,71\text{in}) = 0$$

$$8,81216 \text{ lb.in} + 43,8809 \text{ lb.in} - 11,81 D_h$$

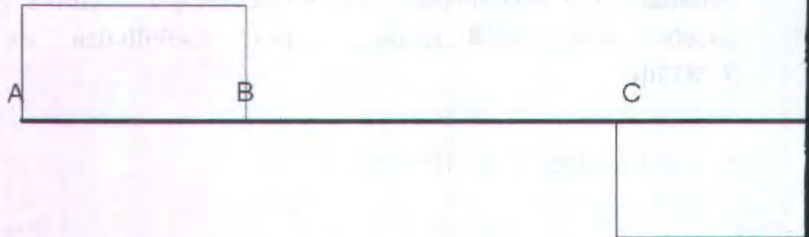
$$D_h = 4,4617 \text{ lb}$$



$$A_h - 2F \cos \theta + D_v = 0$$

$$A_h - 2 \cdot 4,4617 \text{ lb} + 4,4617 = 0$$

$$A_h = 4,4617 \text{ lb}$$



Gambar 4.28 Shear Diagram

Potongan 1-1

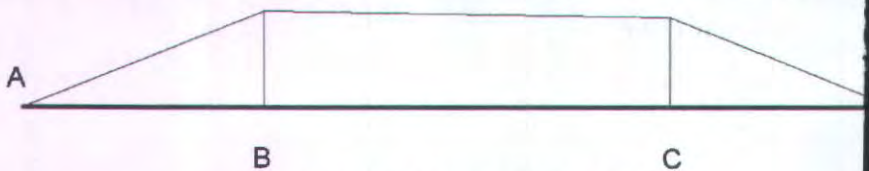
$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(1-1)} &= AV \cdot X_1 = 0 \\ M_{X(1-1)} &= 4,4617 \text{ lb.} \cdot (X_1) \\ \text{pada saat } x_1 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_1 &= 1,96 \text{ in} \quad \Rightarrow M_B = 8,744932 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

potongan 2-2

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(2-2)} &= AV \cdot (1,96 + X_2) - (F \cos \theta) \cdot X_2 = 0 \\ M_{X(2-2)} &= 4,4617 \text{ lb.} \cdot (1,96 + X_2) - 4,496 \text{ lb.} \cdot X_2 = 0 \\ \text{pada saat } x_2 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_B = 8,744932 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_2 &= 7,8 \text{ in} \quad \Rightarrow M_C = 8,47739 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

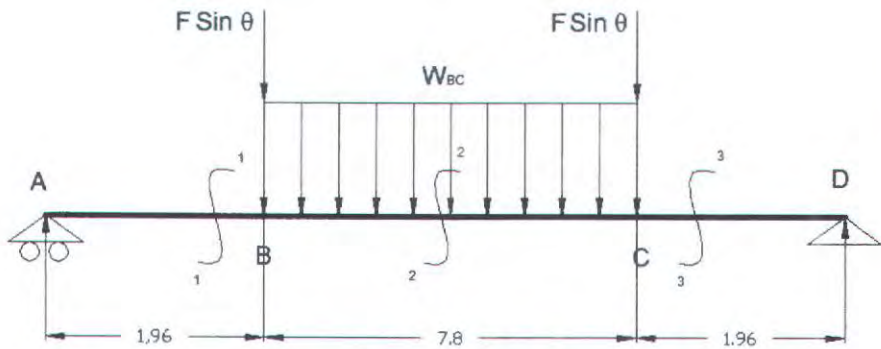
potongan 3-3

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(3-3)} &= Av(9,76 + X_3) - (F \cos \theta)(7,8 + X_3) - F \cos \theta X_3 = 0 \\ M_{X(3-3)} &= 4,4617 \text{ lb.} \cdot (9,76 + X_3) - 4,496 \text{ lb.} \cdot (7,8 + X_3) - \\ & 4,496 \text{ lb.} \cdot X_3 = 0 \\ \text{pada saat } x_3 &= 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_C = 8,47739 \text{ lb.in} \\ \text{pada saat } x_3 &= 1,96 \text{ in} \quad \Rightarrow M_D = 0 \text{ lb.in} \end{aligned}$$



Gambar 4.29 Diagram Momen Bending

• Analisa gaya gaya bidang vertikal



Gambar 4.30 Load Diagram



$$+ \Sigma M_A = 0$$

$$(2 \cdot F \sin \theta) \cdot (1,96 \text{ in} + 9,76 \text{ in}) + W_{BC} \cdot (5,86 \text{ in}) - D_v(11,72 \text{ in}) = 0$$

$$(2 \cdot 7,7873 \text{ lb}) \cdot (1,96 \text{ in} + 9,76 \text{ in}) + 1,0733 \text{ lb} \cdot (5,86 \text{ in}) - D_v(11,72 \text{ in}) = 0$$

$$182,53432 \text{ lb} \cdot \text{in} + 6,2895 \text{ lb} \cdot \text{in} - 11,72 D_v$$

$$D_v = 16,11124 \text{ lb}$$

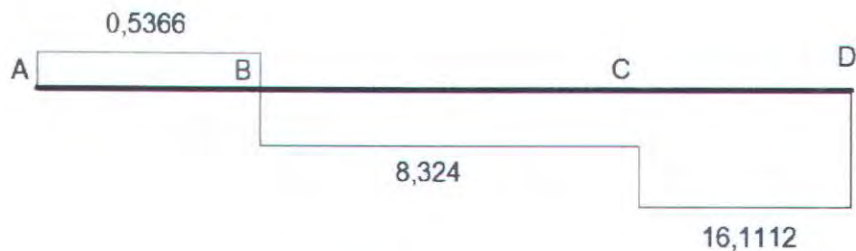


$$+ \Sigma F_y = 0$$

$$A_v - 2F \sin \theta - W_{BC} + D_v = 0$$

$$A_v - 15,5746 \text{ lb} - 1,0733 \text{ lb} + 16,11124 \text{ lb} = 0$$

$$A_v = 0,5366 \text{ lb}$$



Gambar 4.31 Shear Diagram

Potongan 1-1

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(1-1)} &= AV \cdot X_1 \\ M_{X(1-1)} &= 0,5366 \text{ lb} \cdot (X_1) \end{aligned}$$

pada saat $x_1 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in}$

pada saat $x_1 = 1,96 \text{ in} \Rightarrow M_B = 1,0517 \text{ lb.in}$

potongan 2-2

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(2-2)} &= AV \cdot (1,96 + X_2) - (1/2 \cdot Wbc \cdot (X_2)^2) - F \sin \theta \cdot X_2 \\ M_{X(2-2)} &= 0,5366 \text{ lb} \cdot (1,96 + X_2) - 1/2 \cdot 1,0733 \text{ lb} \cdot (X_2)^2 - \\ &7,7873 \text{ lb} X_2 = 0 \end{aligned}$$

pada saat $x_2 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_B = 1,0517 \text{ lb.in}$

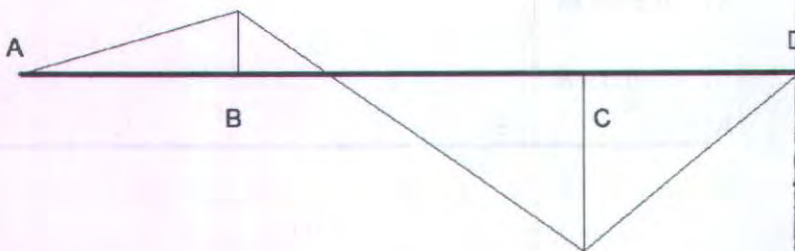
pada saat $x_2 = 7,8 \text{ in} \Rightarrow M_C = -60,0789 \text{ lb.in}$

potongan 3-3

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_{X(3-3)} &= Av(9,76 + X_3) - Wbc \cdot (3,9 + X_3) - \\ &F \sin \theta \cdot (7,8 + X_3) - F \sin \theta X_3 = 0 \\ M_{X(3-3)} &= 0,5366 \text{ lb} \cdot (9,76 + X_3) - 1,0733 \text{ lb} (3,9 + X_3) - \\ &7,7873 \text{ lb} (7,85 + X_3) - 7,7873 \text{ lb} X_3 = 0 \end{aligned}$$

pada saat $x_3 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_C = -60,0789 \text{ lb.in}$

pada saat $x_3 = 1,96 \text{ in} \Rightarrow M_D = 0 \text{ lb.in}$



Gambar 4.32 Diagram Momen Bending

- Mencari titik kritis pada poros 2

Untuk mencari diameter poros langkah pertama adalah mencari titik kritis pada poros. Dari perhitungan dan grafik sebelumnya terlihat bahwa titik C memiliki momen terbesar, sehingga dapat diperkirakan titik tersebut adalah titik kritis. Untuk menentukan titik kritis adalah sebagai berikut:

Pada titik C

$$M_c = \sqrt{(8,7739)^2 + (60,0789)^2}$$

$$M_c = 60,7161 \text{ lb.in}$$

$$T_e = \sqrt{(M_c)^2 + (T_c)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(60,7161 \text{ lb.in})^2}$$

$$T_e = 60,7161 \text{ lb.in}$$

$$M_e = \frac{1}{2}(M_c + T_e)$$

$$M_e = \frac{1}{2}(60,7161 \text{ lb.in} + 60,7161 \text{ lb.in})$$

$$M_e = 60,7161 \text{ lb.in}$$

- Menentukan diameter poros.

Berdasarkan *Maximum Shear Theory of Failure*. Dengan menggunakan bahan poros yaitu AISI 4340 dengan $S_{yp} = 126$ ksi dan Safety Factor (N) = $1.5 \div 2$.

Karena poros yang digunakan adalah poros pejal maka berdasarkan *Maximum Shear Theory of Failure*.

$$\tau_{\max} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16M}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 \times 60,7161 \text{ lb.in.}}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 60,7161 \text{ lb.in.}}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times 126000 \text{ psi}}{2}$$

$$\left(\frac{309,3818}{D^3}\right)^2 + \left(\frac{309,3818}{D^3}\right)^2 \leq (31500)^2$$

$$\frac{191434,261}{D^6} \leq 992250000$$

$$1,9292946 \cdot 10^4 \leq D^6$$

$$D \geq 0,24 \text{ in}$$

Maka dipilih diameter poros (D) = 0,5 in.

4.6 Perencanaan Pasak

Pasak merupakan salah satu komponen yang cukup penting dalam *reliability blades*. Selain berfungsi sebagai penerus torsi dari poros ke komponen mesin, seperti *sprocket* atau *coupling*, pasak juga berfungsi untuk menjaga agar komponen tetap pada posisinya.

Pada sistem ini semua pasak yang digunakan adalah jenis pasak persegi (*standart square flate key*). Berikut adalah bentuk pasak yang digunakan.



Gambar 4.33 Pasak

Pasak pada Sprocket

a. Data pasak pada sprocket penggerak

Data yang didapat :

1. Torsi = 1669,5 lb.in
2. Diameter poros I = 1 in
3. $d_{\text{poros}} = 1$ in didapatkan $W = \frac{1}{4}$ in
4. Bahan pasak, AISI 4140 kondisi HRA dengan $S_{yp} = 63.000$ psi
5. Faktor keamanan (N) = 2

• Tinjauan terhadap tegangan geser yang diijinkan (S_s)

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

$$S_s = \frac{0,58 \times 63000 \text{ psi}}{2}$$

$$S_s = 18.270 \text{ psi}$$

Sehingga didapat

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times W \times D}$$

$$L = \frac{2 \times 1669,5 \text{ lb.in}}{18270 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0.7362 \text{ in}$$

• Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang diijinkan (S_c)

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

(persamaan 7-23, halaman 367, machine design, Aaron D. Deutschman)

$$S_c = \frac{63000 \text{ psi}}{2} = 31.500 \text{ psi}$$

Sehingga didapat

$$L = \frac{4 \times T}{S_e \times W \times D}$$

$$L = \frac{4 \times 1669,5 \text{ lb.in}}{31500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0,854 \text{ in}$$

• Panjang pasak ideal

Panjang pasak ideal adalah 25% lebih panjang dari diameter poros.

$$L_{\text{ideal}} = (1 + 0,25) 1 \text{ in} = 1,25 \text{ in}$$

Maka dipilih panjang pasak (L) = 1,25 in

b. Data pasak pada sprocket reducer

Data yang didapat :

1. Torsi = 889,43 lb.in

2. Diameter poros I = 1 in

3. $d_{\text{poros}} = 1 \text{ in}$ didapatkan $W = \frac{1}{4} \text{ in}$

4. Bahan pasak, AISI 4140 kondisi HRA dengan $S_{yp} = 63.000 \text{ psi}$

5. Faktor keamanan (N) = 2

• Tinjauan terhadap tegangan geser yang diijinkan (S_s)

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

$$S_s = \frac{0,58 \times 63000 \text{ psi}}{2}$$

$$S_s = 18.270 \text{ psi}$$

Sehingga didapat

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times W \times D}$$

$$L = \frac{2 \times 889,43 \text{ lb.in}}{18270 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0.389 \text{ in}$$

- Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang diijinkan (S_c)

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

$$S_c = \frac{63000 \text{ psi}}{2}$$

$$S_c = 31.500 \text{ psi}$$

Sehingga didapat, $L = \frac{4 \times T}{S_c \times W \times D}$

$$L = \frac{4 \times 889,43 \text{ lb.in}}{31500 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0.4517 \text{ in}$$

- Pajang pasak ideal

Panjang pasak ideal adalah 25% lebih panjang dari diameter poros.

$$L_{\text{ideal}} = (1 + 0,25) 1 \text{ in} = 1.25 \text{ in}$$

Maka dipilih panjang pasak (L) = 2 in

c. Data pasak pada coupling

Perencanaan pasak pada *coupling* direncanakan sebagai pengaman bila terjadi kerusakan pada sistem penyerat, yaitu bila alat macet. Hal ini mengingat transmisi putaran dari sumber penggerak menuju mekanisme pengupas menggunakan rantai, sehingga jika terjadi macet dapat beresiko menimbulkan kerusakan pada motor. Pasak pengaman bekerja berdasar torsi yang diterima. Saat alat

mengalami macet diasumsikan putarannya akan turun. Sehingga pasak pengaman dirancang untuk patah ketika putaran turun dan torsi yang diterima naik. Sehingga agar pasak patah ketika terjadi macet, ditentukan range antara torsi pada motor dengan torsi pada sistem.

Terlebih dahulu ditentukan panjang pasak adalah 1 in.

Data yang didapat :

$$\text{Torsi} = \frac{2hp.63000}{750\text{rpm}} = 168 \text{ lb.in}$$

$$D \text{ poros} = 1,8\text{cm} = 0,7086 \text{ in}$$

$$\text{didapatkan } W = \frac{3}{16} \text{ in}$$

panjang pasak 1 in

Faktor keamanan (N) = 2

- Tinjauan terhadap tegangan geser yang diijinkan (S_s)

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times W \times D}$$

$$1 \text{ in} = \frac{2 \times 168 \text{ lb.in}}{S_s \times \frac{3}{16} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$S_s = \frac{5376 \text{ lb.in}}{3 \text{ in}^3} = 1792 \text{ lb/in}^2$$

Sehingga didapat

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

$$1792 \text{ lb/in}^2 = \frac{0,58 \times S_{yp}}{2}$$

$$S_{yp} = 6179,310 \text{ psi}$$

Sehingga pemilihan bahan pasak harus lebih tinggi dari nilai S_{yp} perhitungan.

- Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang diijinkan (S_c)

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times W \times D}$$

$$1 \text{ in} = \frac{4 \times 168 \text{ lb.in}}{S_c \times \frac{3}{16} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

Sehingga didapat,

$$S_c = 3584 \text{ in}$$

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

$$3584 \text{ lb/in}^2 = \frac{S_{yp}}{2}$$

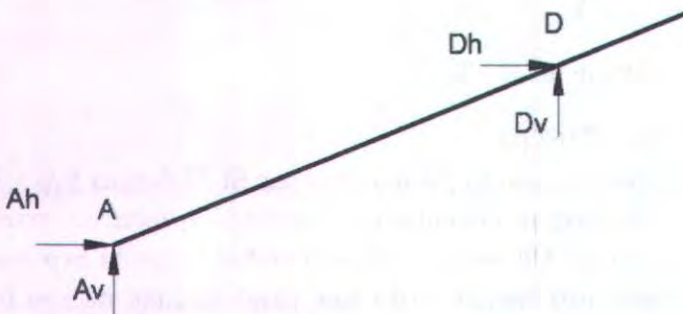
$$S_{yp} = 7168 \text{ psi}$$

Maka digunakan pasak dari bahan St 37 dengan $S_{yp} = 33400$ psi. Dengan pertimbangan ketersediaan material tersebut di pasaran. Dikarenakan bahan tersebut memiliki S_{yp} melebihi hasil perhitungan, maka agar pasak tersebut mampu bekerja sebagai pasak pengaman (patah saat torsi melebihi batas) maka pasak perlu diubah dari bentuk standarnya. Pada alat ini pasak pengaman dibuat memiliki bantuk takikan sehingga dapat langsung patah saat torsi melebihi batas (saat alat mengalami macet). Bentuk takikan yang digunakan tidak dianalisa lebih lanjut dan diasumsikan sudah memenuhi tujuan pembuatan pasak tersebut.

4.7 Perencanaan Bearing

Bearing merupakan alat yang sangat mendukung kinerja *crusher*. Pemilihan *bearing* yang tepat akan membuat sistem ini bekerja dengan sangat baik. Pada perencanaan *bearing* penulis akan mencari umur *bearing*, sehingga dari perhitungan nantinya diharapkan umur *bearing* akan sama. Hal ini ditinjau dari segi *maintenance* agar pembongkaran pada alat tidak dilakukan berulang-ulang. Dari umur bantalan maka dapat dicari tipe *bearing* agar umurnya menjadi sama.

a. Perencanaan bearing pada poros utama



Gambar 4.44 FBD gaya pada bearing

- Pada titik A

Ditentukan :

1. Titik A merupakan tumpuan roll
2. Diameter poros 1 in
3. Bearing yang dipakai Single Row - Anguler Contact Ball Bearing. Dari buku SKF Explorer Bearing diketahui $d = 25$ mm, $D = 52$ mm, $B = 17$ mm, $C = 26.5$ kN, $Co = 15.3$ kN.

Gaya resultan yang bekerja pada bearing A

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(A_H)^2 + (A_V)^2} \\ &= \sqrt{(112,424 \text{ lb})^2 + (186,0233 \text{ lb})^2} \\ &= 217,3564 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$F_a = 0 \text{ lb}$$

Menghitung harga e

Dimana :

C_o = basic static load rating

C = basic load rating

$$e = \frac{i \times F_a}{C_o} = 1 \times \frac{0 \text{ lbf}}{15300}$$

$$e = 0$$

Mengecek apakah nilai $F_a / V Fr > e$

Dimana :

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1,2 untuk ring luar berputar.

$$\frac{F_a}{V \times Fr} = \frac{0 \text{ lb}}{1 \times 217,3564 \text{ lb}} = 0$$

Jadi dapat disimpulkan nilai $\frac{F_a}{V Fr} \leq e$, maka nilai X dan Y

bisa langsung didapatkan $X = 1, Y = 0$.

Perhitungan gaya equivalent

$$P = X.V.Fr + Y.F_a$$

Dimana :

P = gaya equivalent, lb

Fr = gaya radial, lb

F_a = gaya axial, lb

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

- X = radial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)
 Y = aksial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Maka,

$$P = (1 \times 1 \times 217,3564 \text{ lb}) + (0 \times 0 \text{ lb})$$

$$P = 217,3564 \text{ lb} = 966,821 \text{ N}$$

Perhitungan umur bantalan (L_{10})

$$L_{10} = \frac{10^6}{n \times 60} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

dengan

n : putaran poros = 60 rpm

C : 27 kN ; basic dynamic load rating dari tabel

P : 966,821 N ; beban ekuivalen

p : 10/3 ; tetapan eksponensial untuk roller bearing

a_1 : 1 ; *life adjustment factor* untuk *reliability* 90% (table 5.xx)

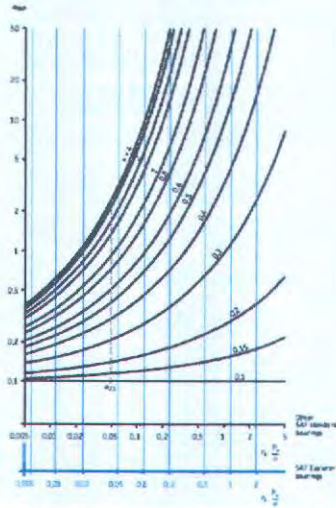
Tabel 4.2 *Life adjustment factor*

Values for life adjustment factor a_1			
Reliability %	Failure probability n %	Rating life L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

(SKF General Catalog, 2002)

Nilai a_{SKF} = , didapat dari hasil plotting pada grafik dibawah ini

Factor a_{SKF} for radial ball bearings



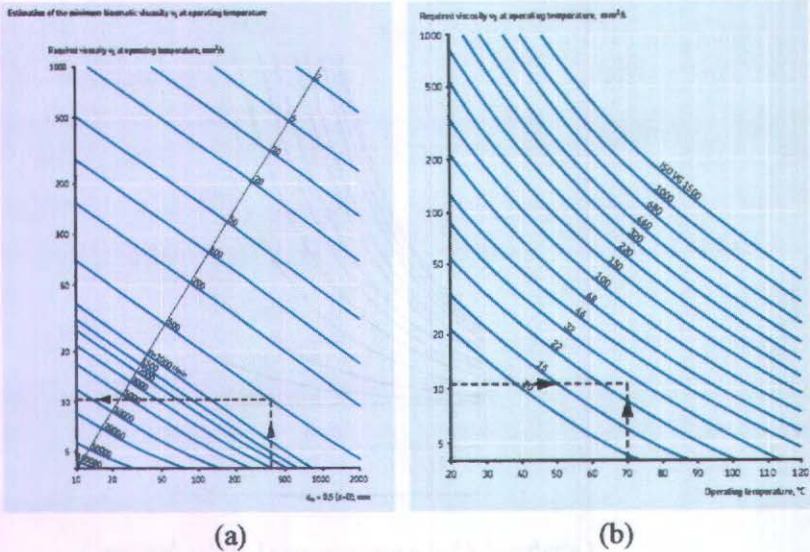
Gambar 4.45 Factor a_{SKF} untuk roller bearing

Untuk plotting pada grafik tersebut membutuhkan nilai K dan $\eta_c \cdot (P_u/P)$.

nilai $K = v/v_1$

untuk: $d_m = 0,5(d + D) = d_m = 0,5(25 + 52) = 38,5mm$;

dan kemudian nilai d_m diplot pada grafik berikut :



(a) (b)
Gambar 4.46 Grafik required viscosity

Karena $d_m = 38,5\text{mm}$, sehingga dari hasil *plotting* grafik pada gambar 5.19 (a) didapat nilai $v_1 = 480\text{ mm}^2/\text{s}$, sedang nilai v didapat dari hasil *plotting* grafik pada gambar (b) didapat nilai $v = 480$. sehingga nilai $K = 1$
Sedangkan nilai $\eta_c.(Pu/P)$ berdasar dari perhitungan sebagai berikut :

Tabel 4.3 Harga η_c berdasarkan kondisi kerja

Condition	Factor $\eta_c^{(1)}$ for bearings with diameter $d_m < 100$ mm $d_m \geq 100$ mm	
	Extreme cleanliness Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1
High cleanliness Oil filtered through an extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0.8 ... 0.6	0.9 ... 0.8
Normal cleanliness Oil filtered through a fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0.6 ... 0.5	0.8 ... 0.6
Slight contamination Slight contamination of the lubricant	0.5 ... 0.3	0.6 ... 0.4
Typical contamination Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0.3 ... 0.1	0.4 ... 0.2
Severe contamination Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing.	0.1 ... 0	0.1 ... 0
Very severe contamination Under extreme contamination, values of η_c can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for L_{10}	0	0

Jika ditetapkan normal cleanliness maka nilai $\eta_c = 0,5$ sehingga

$$\eta_c.(P_u/P) = 0,5. (0,655 \text{ kN}/0,966821 \text{ kN}) = 0,338$$

Maka ketika dari grafik pada gambar 4.45, untuk $\eta_c.(P_u/P)=0,13$ dan $K=1$ didapat nilai $a_{SKF} = 6$ sehingga umur bearing dapat dihitung sebagai berikut :

Dimana $b = 3$ karena memakai bola,

$$L_{10} = \frac{(26500 \text{ N}/966,821 \text{ N})^3 \times 10^6}{60 \times 60} \cdot 6.1$$

$$L_{10} = 5,72 \cdot 10^6$$

$$L_{10} = 34,32 \cdot 10^6 \text{ jam}$$

- Pada titik D

Ditentukan :

1. Titik D merupakan tumpuan engsel
2. Diameter poros 1 in
3. Bearing yang dipakai Single Row - Anguler Contact Ball Bearing. Dari buku SKF Explorer Bearing diketahui $d = 25$ mm, $D = 52$ mm, $B = 17$ mm, $C = 26.5$ kN, $Co = 15.3$ kN

Gaya resultan yang bekerja pada bearing A

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(D_H)^2 + (D_V)^2} \\ &= \sqrt{(68,5909 \text{ lb})^2 + (919,5784 \text{ lb})^2} \\ &= 922,13293 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$Fa = 0 \text{ lb}$$

Menghitung harga e

Dimana :

Co = basic static load rating

C = basic load rating

$$e = \frac{i \times Fa}{Co} = 1 \times \frac{0 \text{ lbf}}{10000}$$

$$e = 0$$

Mengecek apakah nilai $Fa / V Fr > e$

Dimana :

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

$$\frac{Fa}{V \times Fr} = \frac{0 \text{ lb}}{1 \times 922,13293 \text{ lb}} = 0$$

Jadi dapat disimpulkan nilai $\frac{Fa}{VFr} \leq e$, maka nilai X dan Y

bisa langsung didapatkan $X = 1$, $Y = 0$.

Perhitungan gaya equivalent

$$P = X.V.Fr + Y.Fa$$

Dimana :

- P = gaya equivalent, lb
- Fr = gaya radial, lb
- Fa = gaya axial, lb
- V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.
- X = radial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)
- Y = aksial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)
- K = 1
- $\eta_c = 0,5$. (Pu kN/P kN)

Maka,

$$P = (1 \times 1 \times 922,13293\text{lb}) + (0 \times 0 \text{ lb})$$

$$P = 922,13293\text{lb} = 4101,852 \text{ N}$$

Menentukan $a_{skf} =$

$$\eta_c = 0,5. (0,655 \text{ kN}/4,01852 \text{ kN})$$

$$= 0,08$$

$$a_{skf} = 1,2$$

Perhitungan umur bantalan (L_{10})

$$L_{10} = \frac{(C/P)^b \times 10^6}{n \times 60} \cdot a_{skf} \cdot a_1$$

dimana $b = 3$ karena memakai bola

$$L_{10} = \frac{(26500 \text{ N}/4101,852\text{N})^3 \times 10^6}{60 \times 60} \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$L_{10} = 89882,76 \text{ jam}$$

b. Perencanaan bearing pada poros roller penghambat



Gambar 4.47 FBD gaya pada bearing

• Pada titik A

Ditentukan :

1. Titik A merupakan tumpuan roll
2. Diameter poros 0,5 in
3. Bearing yang dipakai Single Row – Deep Groove Ball Bearing. Dari buku SKF Explorer Bearing diketahui $d = 12 \text{ mm}$, $D = 28 \text{ mm}$, $B = 8 \text{ mm}$, $C = 5400 \text{ N}$, $Co = 2360\text{N}$.

Gaya resultan yang bekerja pada bearing A

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(A_H)^2 + (A_V)^2} \\ &= \sqrt{(4,4617 \text{ lb})^2 + (0,5366 \text{ lb})^2} \\ &= 4,49385 \text{ lb} \\ Fa &= 0 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung harga e

Dimana :

Co = basic static load rating

C = basic load rating

$$e = \frac{i \times Fa}{Co} = 1 \times \frac{0 \text{ lbf}}{15300}$$

$$e = 0$$

Mengecek apakah nilai Fa / V Fr > e

Dimana :

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

$$\frac{Fa}{V \times Fr} = \frac{0 \text{ lb}}{1 \times 4,493 \text{ lb}} = 0$$

Jadi dapat disimpulkan nilai $\frac{Fa}{VFr} \leq e$, maka nilai X dan Y

bisa langsung didapatkan X = 1, Y = 0.

Perhitungan gaya equivalent

$$P = X.V.Fr + Y.Fa$$

Dimana :

P = gaya equivalent, lb

Fr = gaya radial, lb

Fa = gaya axial, lb

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

X = radial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Y = aksial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Maka,

$$P = (1 \times 1 \times 4,493 \text{ lb}) + (0 \times 0 \text{ lb})$$

$$P = 4,493 \text{ lb} = 19,985 \text{ N}$$

Perhitungan umur bantalan (L_{10})

$$L_{10} = \frac{10^6}{n \times 60} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

dengan

n : putaran poros = 35 rpm

C : 5400 N ; basic dynamic load rating dari tabel

P : 19,985 N ; beban ekuivalen

p : 10/3 ; tetapan eksponensial untuk roller bearing

a_1 : 1 ; life adjustmen factor untuk reliability 90% (table 4.2)

Nilai a_{SKF} = , didapat dari hasil plotting pada gambar 4.45 (Grafik factor a_{SKF} untuk roller bearing).

Untuk plotting pada grafik tersebut membutuhkan nilai K dan $\eta_c \cdot (Pu/P)$.

nilai $K = v/v_1$

untuk: $d_m = 0,5(d + D) = d_m = 0,5(12,7 + 28) = 20,35 \text{ mm}$;

dan kemudian nilai d_m diplot pada gambar 4.46 (Grafik *required viscosity*).

Karena $d_m = 20,35 \text{ mm}$, sehingga dari hasil *plotting* grafik pada gambar 4.46 (a) didapat nilai $v_1 = 520 \text{ mm}^2/\text{s}$, sedang nilai didapat dari hasil *plotting* grafik pada gambar (b) didapat nilai = 520. sehingga nilai $K = 1$

Sedangkan nilai $\eta_c \cdot (Pu/P)$ berdasar dari perhitungan sebagai berikut :

Jika ditetapkan normal cleanliness maka nilai $\eta_c = 0,5$ (tabel 4.3) sehingga

$$\eta_c \cdot (Pu/P) = 0,5 \cdot (0,1 \text{ kN}/0,19985 \text{ kN}) = 0,2$$

Maka ketika dari grafik pada gambar 4,45, untuk $\eta_c.(Pu/P)=0,2$ dan $K=1$ didapat nilai $a_{SKF} = 5$ sehingga umur bearing dapat dihitung sebagai berikut :

$$L_{10} = \frac{10^6}{n \times 60} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

dimana $b = 3$ karena memakai bola

$$L_{10} = \frac{(5400 \text{ N}/19,985 \text{ N})^3 \times 10^6}{35 \times 60} \cdot 5 \cdot 1$$

$$L_{10} = 46969,88 \cdot 10^6 \text{ jam}$$

- Pada titik D

Ditentukan :

1. Titik D merupakan tumpuan engsel
2. Diameter poros 1 in
3. Bearing yang dipakai Single Row – Deep Groove Ball Bearing. Dari buku SKF Explorer Bearing diketahui $d = 12 \text{ mm}$, $D = 28 \text{ mm}$, $B = 8 \text{ mm}$, $C = 5400 \text{ N}$, $C_0 = 2360 \text{ N}$.

Gaya resultan yang bekerja pada bearing D

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(D_H)^2 + (D_V)^2} \\ &= \sqrt{(4,4617 \text{ lb})^2 + (16,11124 \text{ lb})^2} \\ &= 16,71762 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$F_a = 0 \text{ lb}$$

Menghitung harga e

Dimana :

C_0 = basic static load rating

C = basic load rating

$$e = \frac{i \times Fa}{Co} = 1 \times \frac{0 \text{ lbf}}{10000}$$

$$e = 0$$

Mengecek apakah nilai $Fa / V Fr > e$

Dimana :

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

$$\frac{Fa}{V \times Fr} = \frac{0 \text{ lb}}{1 \times 16,7176 \text{ lb}} = 0$$

Jadi dapat disimpulkan nilai $\frac{Fa}{V Fr} \leq e$, maka nilai X dan Y

bisa langsung didapatkan X = 1, Y = 0.

Perhitungan gaya equivalent

$$P = X.V.Fr + Y.Fa$$

Dimana :

P = gaya equivalent, lb

Fr = gaya radial, lb

Fa = gaya axial, lb

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

X = radial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Y = aksial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

K = 1

$$\eta_c = 0,5. (Pu \text{ kN/P kN})$$

Maka,

$$P = (1 \times 1 \times 16,71762 \text{ lb}) + (0 \times 0 \text{ lb})$$

$$P = 16,71762 \text{ lb} = 74,363 \text{ N}$$

Menentukan askf =

$$\eta_c = 0,5. (0,1 \text{ kN}/0,074363 \text{ kN})$$

$$= 0,7$$

$$a_{skf} = 6$$

Perhitungan umur bantalan (L_{10})

$$L_{10} = \frac{(C/P)^b \times 10^6}{n \times 60} \cdot a_{skf} \cdot a_1$$

dimana $b = 3$ karena memakai bola

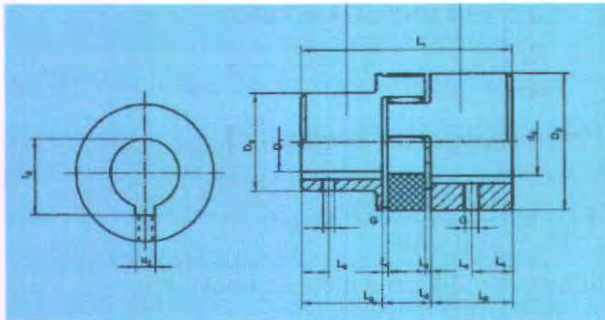
$$L_{10} = \frac{(5400 \text{ N}/74,363\text{N})^3 \times 10^6}{35 \times 60} \cdot 6.1$$

$$L_{10} = 1094,063 \cdot 10^6 \text{ jam}$$

4.8 Perencanaan Coupling

Kopling digunakan sebagai media transfer dan sebagai penyambung dua poros. Pada alat ini kopling berfungsi sebagai penyambung antara poros output dari motor dengan poros input *reducer*. Kopling harus memiliki kekuatan yang lebih besar daripada torsi yang disalurkan oleh *shaft*. Kopling yang digunakan adalah jenis *torsional flexible coupling* (gambar 4.48). Kemudian dari katalog didapatkan kopling dengan spesifikasi sebagai berikut :

Manufacturer	: China MS Motor
Kode Produk	: BF2 Series
Torsi maksimum	: 30 N.m = 265,35 lb.in
Putaran maksimum	: 3000 rpm
D_{outside}	: 65 mm
D_{inside}	: 25 mm



Gambar4.48 Torsional flexible coupling

Kopling dapat diasumsikan aman karena bekerja pada torsi dan putaran yang di bawah nilai kemampuan kopling sebenarnya.

Jika diketahui material baut pada poros adalah AISI 1020 dengan Sy_p 43.000 psi maka kekuatan baut terhadap gaya geser (akibat putaran poros) adalah sebagai berikut :

▪ Analisa Kekuatan Baut

Tegangan geser yang terjadi pada baut :

$$\tau = \frac{F_t}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2}$$

dimana :

r (jarak poros baut ke sumbu poros) = 48 mm = 0,048m

d_b (diameter baut) = 16 mm = 0,016m

n (jumlah baut) = 3 buah

$$\tau = \frac{10,02 \text{ Nm}}{0,048\text{m} \cdot 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,016\text{m})^2}$$

$$\tau = 346.079,1 \text{ N/m}^2$$

$$\tau = 50,19 \text{ psi}$$

Syarat aman

$$\tau_{\max} \leq \frac{Syp}{N}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{43000 \text{ psi}}{1,5}$$

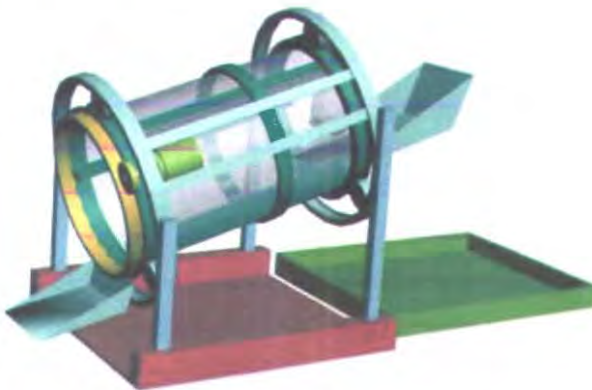
$$\tau_{\max} \leq 28.666,667 \text{ psi}$$

Terlihat bahwa tegangan yang terjadi jauh di bawah tegangan ijin, sehingga 3 buah baut yang digunakan tersebut dapat dipastikan aman.

BAB V PERANCANGAN PEMILAH

5.1 Pengembangan Konsep

Pemilah serat kelapa merupakan salah satu sub-sistem dalam rangkaian alat pengolah sabut kelapa. Alat pemilah merupakan alat yang berfungsi memisahkan atau memilah antara serat dan debu kelapa. Pemilahan dilakukan dengan memanfaatkan *screen*. *Screener* yang memiliki ukuran tertentu akan memisahkan debu kelapa yang masih tercampur dengan serat kelapa. Karena adanya perbedaan dimensi antara debu dan serat kelapa, maka debu kelapa akan terjatuh melewati *screener* karena gaya gravitasi. Berikut adalah gambar model sistem pemilah serat kelapa.



Gambar 5.1 Pemilah serat kelapa

Sistem ini bekerja dengan memanfaatkan sebuah silinder atau drum ber dinding *screen* (saringan) yang berputar. Serat dan debu kelapa yang telah dicacah oleh sistem penyerat akan dimasukkan ke dalam sistem pemilah yang berputar, sehingga serat kelapa yang berdimensi lebih besar dari debu kelapa akan

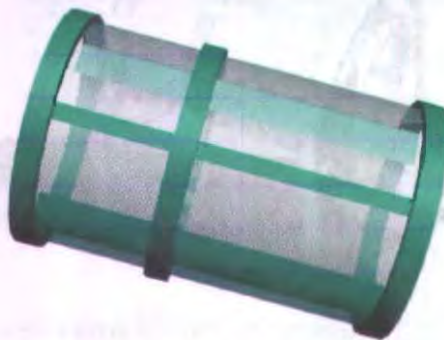
terbawa ke ujung drum karena adanya kemiringan sedangkan debu akan terjatuh melewati *screener*.

Sistem pemilah serat kelapa terdiri dari beberapa komponen utama dengan fungsi masing masing. Bagian-bagian tersebut antara lain:

- a. *Screen Drum*
- b. Sistem penggerak
- c. Bagian konstruksi

5.1.1 *Screen drum*

Screen drum adalah komponen yang terpenting dalam sub sistem pemilah. *Screener* ini menjadi dinding yang menyelimuti drum. *Screener* tersebut berfungsi sebagai penyaring, memisahkan material berdasarkan perbedaan ukuran. Diasumsikan screener dengan ukuran 1 cm^2 dapat memisahkan antara debu dengan serat kelapa. Sehingga debu sabut dapat melewati screener, sedangkan serat sabut tidak dapat melewati dan selanjutnya terbawa hingga ujung drum.



Gambar 5.2 *Screen drum*

Pada drum terdapat sirip-sirip yang berjumlah tiga. Sirip ini berfungsi sebagai pengaduk, dimana serat dan debu kelapa akan terangkat naik terdorong oleh sirip pada drum yang berputar. Sehingga serat dan debu kelapa akan teraduk dan pada ketinggian

tertentu akan terjatuh lagi kemudian terangkat hingga serat kelapa akan terbawa hingga ujung drum dan debu kelapa jatuh melewati *screener*. Secara perumusan ditunjukkan sebagai berikut:

- Perpindahan

$$h = \frac{d}{2} [1 + \sin \alpha]$$

$$l = h \cdot \text{tg} \theta$$

- Kecepatan *Input*

$$n = \frac{Q}{l \cdot A} \cdot \frac{360}{\theta_1}$$

- Torsi Drum

$$T = RW$$

Dengan:

$$W = \rho_{\text{sabut}} \cdot A \cdot L$$

- Daya yang dibutuhkan *Pemilah*

$$Hp = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60}$$

- Daya bangkitan untuk memutar alat

$$Hp = I \cdot \alpha$$

Dimana:

Q : Kapasitas (m^3/s)

L : Panjang *drum* (m)

d : Diameter *drum* (m)

A : Luasan penampang sabut (m^2)

n : Putaran (rpm)

θ_2 : Sudut kemiringan *drum*

θ_1 : Sudut jatuh sabut

h : perpindahan radial sabut (m)

l : Perpindahan rateral sabut (m)

W: berat serat (N)

ρ : berat jenis sabut (kg/m^3)

T : Torsi (N.m)

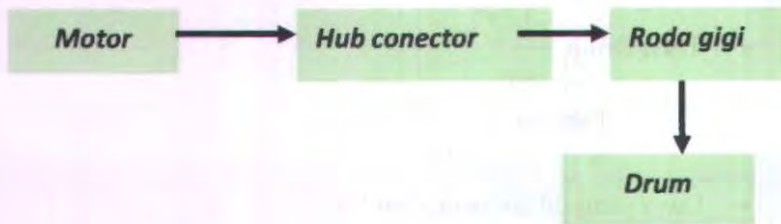
I : inersia alat (kg m^2)

α : percepatan angular (rad/sec^2)

Hp: Daya penggerak (Hp)

5.1.2 Sistem penggerak

Sistem pemilah yang akan dibangun pada perancangan ini menggunakan sistem penggerak roda gigi. Dimana pada *drum screen* akan dipasangkan sebuah roda gigi yang besar (sebesar diameter *screen drum*), dan *drum* digerakkan dengan sebuah roda gigi yang lebih kecil sebagai *driver*.

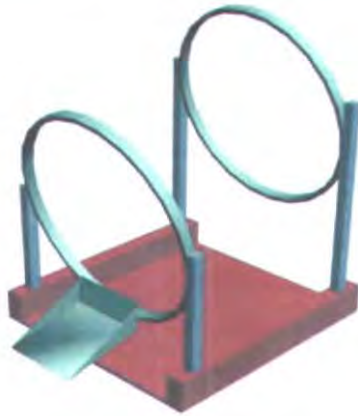


Gambar 5.3 Driver screen drum

Selain menggunakan roda gigi untuk menggerakkan, *screen drum* juga akan ditumpu oleh *roller* (roda) yang akan diletakkan pada ujung-ujung selimut *screen drum*.

5.1.3 Bagian konstruksi

Bagian ini merupakan bagian *finishing* dari sistem alat pengolah sabut kelapa. Bagian konstruksi terdiri atas kerangka penumpu *screen drum*. Perencanaannya disesuaikan dengan kebutuhan yang ada. Konstruksi harus kuat, sehingga mampu menopang sistem kerja.



Gambar 5.4 Konstruksi

5.2 Perencanaan Pemilah

5.2.1 Data Awal

Dalam perencanaan pemilah serat kelapa diasumsikan tumpukan serat kelapa tercampur homogen sepanjang drum pemilah. Pada proses pemilahan dibutuhkan penentuan bentuk dan ukuran *mesh* pada *screener* yaitu berbentuk persegi dan memiliki ukuran 1 cm^2 . Diasumsikan debu kelapa dapat melewati *screener* sedangkan serat kelapa tidak dapat, dan gaya gesek roda penahan diabaikan.

5.2.2 Penentuan Spesifikasi Dimensi Alat

Penentuan spesifikasi alat akan menjelaskan bagian yang terdapat pada sistem pemilah. Penentuan spesifikasi ini didasarkan pada kebutuhan pemilah serat kelapa. Dalam hal ini penentuan ukuran drum didasarkan dari jumlah olakan yang dibutuhkan.

Screen Drum

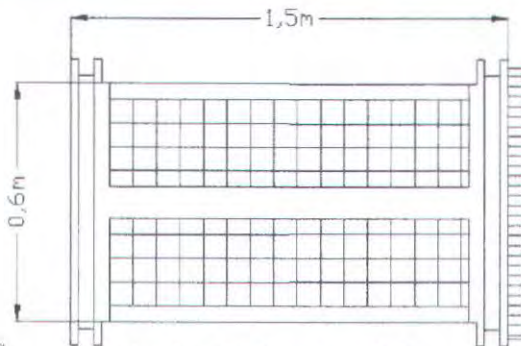
Screen drum memiliki fungsi sebagai pemilah antara serat dan debu kelapa. Serat dan debu kelapa yang akan diolah merupakan hasil dari proses sebelumnya. Serat dan debu tercampur homogen. Karena sistem penyerat dan pemilah adalah sistem yang kontinyu maka besarnya kapasitas pemilah sama dengan besarnya kapasitas penyerat sabut kelapa. Panjang drum pemilah ditentukan memiliki panjang 1,5 m dan diameternya adalah 0,6 m.

Drum pemilah dirancang dengan kemiringan 20° dan bertujuan agar serat yang terolak akan mengalami perpindahan sampai jatuh pada ujung screen drum. Untuk menjaga drum pemilah tetap pada posisinya dan tidak jatuh akibat gaya aksial drum maka perlu adanya penahan yang terbuat dari roda. Roda terpasang pada frame sehingga perlu adanya analisa kekuatan baut roda untuk menerima gaya aksial drum. Berikut adalah bentuk roda penahan yang digunakan.



Gambar 5.5 Roda penahan

Pada perancangan drum pemilah perlu dibentuk *lips* untuk penempatan roda penahan. Ukuran *lips* disesuaikan dengan ukuran roda penahan. Diasumsikan tidak ada gesekan antara roda penahan dengan dinding *lips*, sehingga bentuk drum pemilah seperti gambar berikut:



Gambar 5.6 Drum pemilah

5.3 Penentuan Kecepatan Putaran

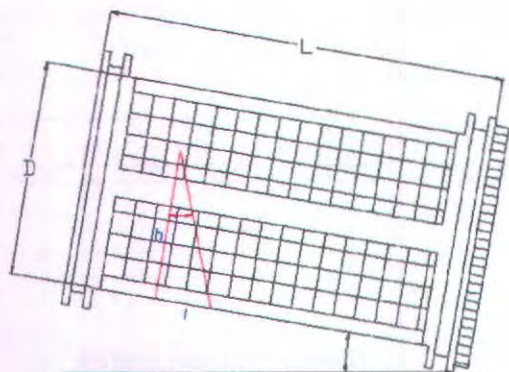
Menentukan besarnya kapasitas sistem penyerat tergantung pada besarnya kapasitas yang dikeluarkan oleh sistem penyerat. Sehingga pada sistem pemilah serat kelapa material yang masuk merupakan keluaran dari sistem penyerat sabut kelapa. Sehingga kapasitas inputan dari sistem pemilah ini adalah $9,1224 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ atau $7,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Dengan asumsi alat bekerja 2 jam, maka dapat ditentukan besarnya kapasitas per sekon:

$$\text{Kapasitas} = \frac{\text{volumeperpindahan}}{\text{putaran}} \cdot \frac{\text{putaran}}{\text{sekon}}$$

Sehingga dapat dituliskan untuk menentukan kecepatan putaran adalah

$$n = \frac{Q}{l \cdot A}$$

Dimana untuk menentukan kecepatan putaran terlebih dahulu dihitung perpindahan serat kelapa dengan mempertimbangkan ketinggian tumpukan dan panjang perpindahan serat kelapa. Ditentukan asumsi sudut material jatuh adalah 120° . Sehingga untuk menentukan ketinggian serat kelapa yang terbawa oleh sirip pengangkat adalah sebagai berikut:



Gambar 5.7 Screen Drum

Secara matematis dapat ditulis:

$$h = \frac{d}{2} [1 + \sin \alpha]$$

$$h = \frac{0,6m}{2} [1 + \sin 30]$$

$$h = 0,45 \text{ m}$$

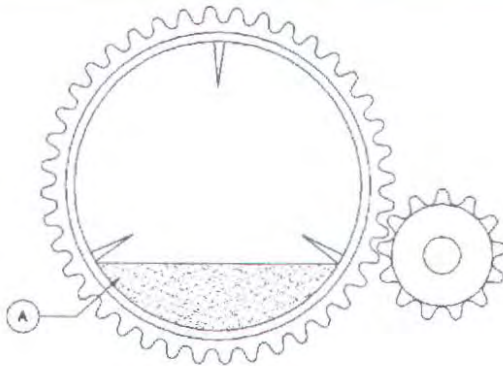
Dari perhitungan didapat ketinggian tumpukan material adalah 45cm. Sedangkan untuk menentukan perpindahan material dengan menentukan sudut kemiringan perpindahan 20° .

$$l = h \cdot \text{tg} \theta$$

$$l = 0,45m \cdot \text{tg} 20$$

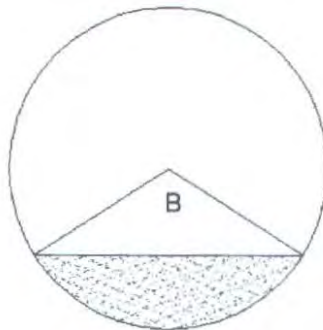
$$l = 0,163 \text{ m}$$

Didapat perpindahan serat kelapa tiap putaran sebesar 0,163 m. Dari perpindahan serat kelapa dapat diketahui jumlah perpindahan serat kelapa sebelum dapat melewati sistem pemilah. Ditetapkan panjang drum screener adalah 1.5 m maka serat kelapa akan mengalami olakan sebanyak 9 kali. Selanjutnya untuk menentukan volume tumpukan adalah dengan perkalian luasan dengan panjang drum pemilah. Dengan asumsi luasan tumpukan yang terjadi adalah seperti gambar berikut:



Gambar 5.8 Luasan sabut kelapa

Sehingga untuk menentukan luasan tumpukan dapat ditentukan dari luas $1/3$ lingkaran dikurangi luas segitiga. Sehingga untuk menentukan luasan tumpukan pertama dengan mencari panjang y dan panjang x seperti pada gambar berikut:



Gambar 5.9 Segitiga B

Untuk menentukan panjang y yaitu

$$\sin 60 = \frac{y}{r} = \frac{y}{0,3m}$$

$$y = 0,866 \times 0,3m = 0,2598m$$

Tugas Akhir

Bidang Studi Desain

Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS



Sedangkan untuk mencari ketinggian x adalah

$$\cos 60 = \frac{X}{r} = \frac{X}{0,3}$$

$$X = 0,5 \times 0,3 \text{ m} = 0,15 \text{ m}$$

Sehingga didapat luas $1/3$ lingkaran adalah

$$L_{\frac{1}{3}} = \frac{120}{360} \cdot \frac{\pi}{4} d^2$$

$$L_{\frac{1}{3}} = \frac{120}{360} \cdot \frac{3,14}{4} (0,6 \text{ m})^2 = 0,0942 \text{ m}^2$$

Sedangkan luas segitiga adalah

$$L_{\Delta} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot y \cdot X$$

$$L_{\Delta} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,2598 \text{ m} \cdot 0,15 \text{ m} = 0,03897 \text{ m}^2$$

Sehingga luas tumpukan serat dalam drum adalah

$$0,0942 \text{ m}^2 - 0,03897 \text{ m}^2 = 0,05523 \text{ m}^2$$

Dan volume total serat kelapa yang dapat tertampung dalam drum adalah

$$0,05523 \text{ m}^2 \times 1,5 \text{ m} = 0,082845 \text{ m}^3$$

Sehingga kecepatan putaran drum adalah

$$n = \frac{Q}{L \cdot A}$$

$$n = \frac{7,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{0,163 \text{ m} \times 0,05523 \text{ m}^2}$$

$$n = 0,79977 \text{ rps}$$

$$n = 47,986 \text{ rpm}$$

5.4 Penentuan Daya

Kebutuhan daya untuk memutar drum pemilah berdasarkan pada berat serat kelapa yang akan diolak di dalam drum. Karena massa jenis serat kelapa yang sangat kecil, maka perhitungan daya juga mempertimbangkan daya bangkitan, yaitu daya yang dibutuhkan untuk mengangkat drum pemilah.

Menentukan Torsi

$$T = r.W$$

$$T = r.A.L.\rho.g$$

$$= 0,3m \times 0,082845 m^3 \times 12,67 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$= 3,089 Nm$$

Menentukan Daya

$$P = \frac{T.2\pi.n}{60} (Nm/s)$$

$$P = \frac{3,089 Nm.2.3,14.47,986 rpm}{60}$$

$$P = 15,515 Nm/s$$

$$P = 15,515 Watt$$

Menentukan Daya Bangkitan

Untuk menentukan daya bangkitan dengan asumsi $t = 5$ sec sertabahan yang digunakan adalah St-37. untuk menghitung daya bangkitan menggunakan perumusan sebagai berikut:

$$T = I. \alpha$$

$$\omega = \omega_0 + \frac{1}{2} . \alpha . t$$

$$2.\pi rad / sec = 0 + \frac{1}{2} . \alpha . 5 sec$$

$$\alpha = 0,8 \pi rad/s^2$$

$$\alpha = 2,512 rad/s^2$$

Untuk menentukan inersia terlebih dahulu menentukan bentuk komponen yang akan digunakan untuk membuat *screener* drum. Dalam hal ini dapat terlihat pada gambar 5.10.



Gambar 5.10 Kerangka penyusun drum screener

- Inersia untuk batang sirip pengangkat

$I = m \cdot r^2$ dengan menggunakan bahan St-37

Sehingga massanya adalah:

$m = \rho \times \text{volum}$

$$= (1,5\text{m} \cdot 0,09\text{m} \cdot 0,0035\text{m}) \cdot 7196,77 \text{ kg/m}^3 = 3,4005\text{kg}$$

Dengan jumlah lingkaran pada drum adalah 3 sehingga m menjadi 10,201kg.

Maka besarnya inersia:

$$I = 10,201\text{kg} \cdot (0,3)^2 = 0,9181\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

- Inersia untuk batang penjepit

$I = m \cdot r^2$ dengan menggunakan bahan St-37

Sehingga massanya adalah

$m = \rho \times \text{volum}$

$$= (1,5\text{m} \cdot 0,08\text{m} \cdot 0,004\text{m}) \cdot 7196,77 \text{ kg/m}^3 = 3,4546\text{kg}$$

Dengan jumlah lingkaran pada drum adalah 3 sehingga massanya menjadi 10,3636kg.

Maka besarnya inersia:

$$I = 3,399\text{kg} \cdot (0,3)^2 = 0,9327\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

➤ Inersia untuk lingkaran *drum screener*

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \text{ dengan menggunakan bahan st-37}$$

Sehingga massanya adalah

$$m = \rho \times \text{volum}$$

$$= (1,884 \text{m} \cdot 0,05 \text{m} \cdot 0,0035 \text{m}) \cdot 7196,77 \text{ kg/m}^3 = 2,372 \text{ kg}$$

Dengan jumlah lingkaran pada drum adalah 3 sehingga massanya menjadi 7,118kg.

Maka besarnya inersia:

$$I = \frac{1}{2} \cdot 7,118 \text{kg} \cdot (0,3)^2 = 0,32 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Sehingga besarnya torsi bangkitan adalah

$$T = 2,1708 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 2,512 \text{ rad/s}^2$$

$$T = 5,453 \text{Nm}$$

Sehingga daya minimal yang dibutuhkan adalah

$$P = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} \text{ (Nm/s)}$$

$$P = \frac{5,455 \text{Nm} \cdot 2,3,14,47,986 \text{rpm}}{60}$$

$$P = 27,388 \text{ Nm/s}$$

$$P = 27,388 \text{ watt}$$

Diasumsikan efisiensi kerja sistem 80% sehingga daya yang dibutuhkan 33,75 watt.

5.5 Analisa kekuatan baut pada roda penahan

Roda penahan berfungsi sebagai penahan gaya aksial drum pemilah. Kekuatan baut pada roda penahan dianalisa terhadap kekuatan gesernya.

Dari perhitungan sebelumnya didapat berat kerangka drum pemilah sebesar 27,682 kg dan berat serat kelapa di dalam drum pemilah sebesar 1,0496 kg sehingga gaya total dari drum pemilah adalah

$$28,7316 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 281,8574 \text{ N}$$

Tugas Akhir

Bidang Studi Desain

Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS

Sedangkan gaya aksialnya adalah

$$F_{\text{aksial}} = F \times \cos \theta$$

$$F_{\text{aksial}} = 281,8574 \text{ N} \cdot \cos 70 = 96,4009 \text{ N}$$

Kekuatan baut pada roda penahan

Untuk menganalisa kekuatan baut pada penahan akibat gaya geser digunakan perumusan

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{96,4009 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (4 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2} = 7675230,892 \text{ N/m}^2 = 1113,198 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$S_{syp \text{ min}} = 1113,198 \text{ psi} \times 1,5 = 1669,797 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = \frac{1669,797 \text{ psi}}{0,58} = 2878,96 \text{ psi}$$

Bahan yang dipilih St 37.

5.6 Perencanaan Motor dan Reducer

Pada perencanaan sistem pemilah motor menggunakan motor ac induksi. Pemilihan motor berdasarkan daya dan jumlah putaran per menit yang dihasilkan pada perhitungan diatas, dimana

Rpm : 48 rpm

P : 33,75 watt

Pada perencanaan motor yang akan digunakan untuk sistem penggerak *screen drum* dibutuhkan motor dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merek : Oriental Motor

Model : World K-series

Jenis : motor listrik AC (*single phase*)
220 Volt

Daya : 40 watt

rpm output : 1250 rpm

Motor yang akan dipakai sudah dilengkapi dengan *reducer* putaran. Besarnya *reducer* putaran $1 \div 5$. keluaran dari *reducer* tersebut memiliki data sebagai berikut:

Diameter shaft	: 18mm
Output Rpm	: 240
Jenis	: Worm gear reducer
Single reduction, single output shaft.	



Gambar 5.11 Motor AC oriental

5.7 Perencanaan Roda Gigi Screen Drum dan Driver

Perencanaan roda gigi 1 dan 2

Data awal perencanaan :

Jenis Roda gigi	: <i>Spur Gear</i>
Putaran gear ($n_g = n_s$)	: 240 rpm
Diametral pitch (P)	: 12 gigi .in ⁻¹ (<i>coarse pitch</i>)
Pressure angle (θ)	: 20° FD
Rasio kecepatan :	: 1/5

$$\frac{n_{driven}}{n_{driver}} = \frac{48rpm}{240rpm} = \frac{1}{5}$$

Antara *roller* 1 dan 2 saling berhubungan sehingga daya yang ditransmisikan adalah total daya *roller* 1 dan 2 yaitu 40 watt. Pada perencanaan sistem pemilah perlu ditambahkan sebuah alat penyambung putaran motor ke roda gigi karena

dimensi motor yang digunakan tidak memungkinkan untuk dipasangkan roda gigi secara langsung.

Dimensi Gear :

Jika ditentukan lebih dahulu dimensi roda gigi 1 berdiameter 24 in maka diameter roda gigi 2 dapat dihitung sebagai berikut :

$$r_v = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\frac{1}{5} = \frac{d_2}{24}$$

Shingga d_2 didapat sebesar $d_2 = 4,8$ in,

Dengan $P = 12$ gigi.in⁻¹, maka jumlah roda gigi adalah

$$N_{tp} = N_{t_2} = 12 \times 4,8 = 57 \text{ gigi}$$

$$N_{tg} = N_{t_1} = 12 \times 24 = 288 \text{ gigi}$$

Dari tabel 10-2 *Deutschman*, faktor Lewis untuk $\theta = 20^\circ$ FD dengan $N_{tp} = 57$ gigi, $N_{tg} = 288$ gigi diketahui $Y_p = 0,417$ dan $Y_g = 0,468$.

Direncanakan kedua roda gigi tersebut, baik gear maupun pinion menggunakan bahan yang sama yaitu alloy steel SAE 1040 (200 BHN), dari tabel 10-3 (*Deutschman*) didapat

$$S_{yp} = S_o = 25.000 \text{ psi.}$$

Analisa keamanan dilakukan terhadap roda gigi pinion dengan asumsi bahwa apabila perancangan terhadap roda gigi pinion (dalam hal ini tebal roda gigi) maka roda gigi gear yang juga pasti memenuhi syarat AMAN, jika tebalnya sama dengan pinion.

Penentuan tebal roda gigi pinion :

- Kecepatan pitch line (V_p) pada pinion

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 4,8 \text{ in} \cdot 240 \text{ rpm}}{12}$$

$$= 301,44 \text{ ft/min}$$

- Torsi pada pinion (T)

$$T = \frac{63000 \cdot \text{hp}}{n_p} \text{ (lb.in)}$$

$$= \frac{63000 \cdot 0,05364 \text{ Hp}}{240} = 14,0805 \text{ lb.in}$$

- Gaya tangensial (F_t)

$$F_t = \frac{2T}{d_p} = \frac{2 \times 14,0805 \text{ lb.in}}{4,8 \text{ in}}$$

$$= 5,8668 \text{ lb}$$

- Gaya radial (F_r)

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 2,13536 \text{ lb}$$

- Beban dinamik (F_d), untuk $V_p < 2000$ ft/min ditentukan sebagai berikut :

$$F_d = \left(\frac{600 + V_p}{600} \right) \cdot F_t$$

$$= \left(\frac{600 + 301,44}{600} \right) \cdot 5,8668 \text{ lb}$$

$$= 8,81428 \text{ lb}$$

- Lebar Gigi (b) berdasarkan Wear Load (*Buckingham*)

$$F_w = d_p \cdot b \cdot Q \cdot K \quad \text{dengan } F_w \approx F_d$$

Dimana : d_p : Diameter pitch pinion

b : Lebar roda gigi

K : Wear load factor

dan harga Q diperoleh dari persamaan

$$Q = \frac{2 \cdot d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 \cdot 24}{4,8 + 24} = 1,6666$$

Dari tabel 10-11 (*Deutschman*) untuk kedua roda gigi terbuat dari steel, average BHN = 200, dan $\theta = 20$ FD maka didapatkan K (wear load factor) = 41.

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} \\
 &= \frac{8,81428 \text{ lb}}{4,8 \cdot 1,66 \cdot 41} \\
 &= 0,02698 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Ketentuan lain untuk penentuan tebal yaitu :

$$\begin{aligned}
 9/P < b < 13/P, & \quad \text{dengan } P = 12 \text{ gigi} \cdot \text{in}^{-1} \\
 0,75 \text{ in} < b < 1,083 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Maka jika ditentukan $b = 1 \text{ in}$, maka lebar roda gigi tersebut telah memenuhi syarat AMAN.

Pengecekan Keausan dengan Persamaan Lewis :

$$F_b = S_y \cdot b \cdot \frac{Y}{P}$$

Dari table 10-2 Deutschmand didapat $Y_p = 0,417$

$$\begin{aligned}
 F_b &= 25000 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in} \cdot \frac{0,417}{12} \\
 &= 868,75 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Syarat AMAN dari persamaan Lewis adalah $F_b > F_d$, dengan $F_d = 8,81428 \text{ lb}$, sehingga tebal roda gigi tersebut sudah AMAN.

Pengecekan kekuatan akar gigi dengan Metode AGMA :

Tegangan ijin untuk perencanaan:

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

Untuk roda gigi pinion digunakan bahan SAE 1040 dengan BHN 200 diperoleh data sebagai berikut :

S_{at}	= 65.000 psi	(Gambar 10-24, <i>Deutschman</i>)
K_L	= 1	<i>life factor</i> (tabel 10-8, <i>Deutschman</i>)
K_R	= 1,33	<i>factor of safety of normal design</i> (tabel 10-9, <i>Deutschman</i>)

$K_T = 1$, faktor temperatur dengan asumsi $T < 250$ F
Sehingga

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

$$= \frac{65.000 \text{ psi} \cdot 1}{1 \cdot 1,33}$$

$$= 48872,18045 \text{ psi}$$

Tegangan pada root tooth :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_O \cdot P \cdot K_S \cdot K_m}{K_V \cdot b \cdot J}$$

Untuk $V_p = 339,12$ ft/min diperoleh data :

$K_V = 0,84$ (Gambar 10-21 kurva 3, *Deutschman*);

$J = 0,46$ (grafik 10-22, *Deutschman*)

$K_O = 1,5$ (tabel 10-4, *Deutschman*)

$K_S = 1$ *size correction factor untuk spur gear*

$K_m = 1,6$

Sehingga didapat :

$$\sigma_t = \frac{5,215 \text{ lb} \cdot 1,5 \cdot 12 \text{ in}^{-1} \cdot 1 \cdot 1,6}{0,84 \cdot 1 \text{ in} \cdot 0,46}$$

$$= 388,6956 \text{ psi}$$

Sedangkan $S_{ad} = 48872,18045$ psi

karena $S_{ad} > \sigma_t$ maka pinion AMAN.

Pengecekan Keausan (Wear) dengan metode AGMA :

$$\sigma_c = C_P \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

$$\sigma_c \leq S_{ac} \cdot \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right] \text{ (syarat aman dari keausan)}$$

Data yang digunakan:

$C_p = 2300$ psi (tabel 10-12, *Deutschman*),

- $C_o = 1,5$ (sama dengan K_o),
 $C_v = 0,73$ (gbr 10-27 kurva 4, *Deutschman*),
 $C_S = 1$ *size factor untuk spur gear*
 $C_m = 1,3$ (gbr 10-31, *Deutschman*), $C_T = 1$,
 $I = 0,135$ (gbr 10-32 (b), *Deutschman*).

$$\sigma_c = 2300 \text{ psi} \cdot \sqrt{\frac{5,215 \text{ lb} \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1}{0,73 \cdot 5,4 \text{ in} \cdot 1 \text{ in} \cdot 0,135}}$$
$$= 10054,19 \text{ psi}$$

Data untuk pinion :

- $S_{ac} = 85.000 \text{ psi}$ (tabel 10-14, *Deutschman*),
 $C_L = 1$ (Gambar 10-33, *Deutschman*),
 $C_R = 1$ (tabel 10-16, *Deutschman*),

$$K = \frac{BHN_p}{BHN_g} = 1 < 1,2, C_H = 1 \text{ (gbr 10-34, } \textit{Deutschman}), C_T = 1.$$

$$S_{ac} \cdot \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) = 85000 \text{ psi} \cdot \left(\frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} \right)$$

$$= 85.000 \text{ psi}$$

Maka pinion AMAN dari keausan.

Data untuk gear :

- $S_{ac} = 85.000 \text{ psi}$ (tabel 10-14, *Deutschman*),
 $C_L = 1$ (Gambar 10-33, *Deutschman*),
 $C_R = 1$ (tabel 10-16, *Deutschman*),

$$K = \frac{BHN_p}{BHN_g} = 1 < 1,2, C_H = 1 \text{ (gbr 10-34, } \textit{Deutschman}), C_T = 1.$$

$$S_{ac} \cdot \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) = 85000 \text{ psi} \cdot \left(\frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} \right)$$

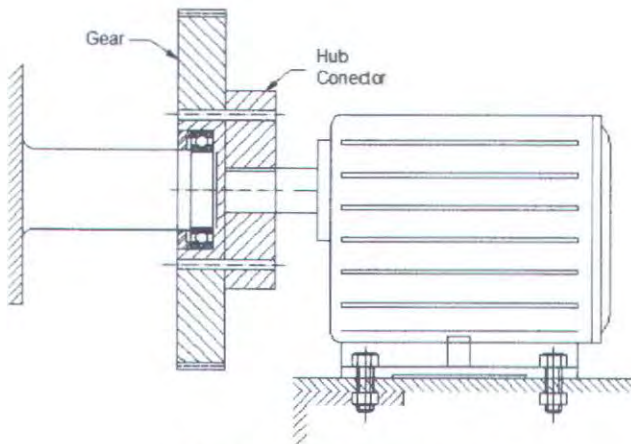
$$= 85.000 \text{ psi}$$

Maka gear AMAN dari keausan.

Perencanaan *gear driver* perlu adanya pemodifikasian agar putaran motor dapat ditransmisikan. Karena Dimensi poros motor yang terlalu kecil maka penulis merencanakan perlu adanya sebuah komponen yang dapat mentransmisikan putaran motor yaitu *hub conector*.

5.8 Perencanaan Hub Conector

Pada perencanaan pemilah serat kelapa dibutuhkan daya 40 watt dengan putaran 48 rpm. Penggunaan motor listrik penggerak yaitu motor AC oriental memiliki output shaft 1,8 cm. Penulis merencanakan sebuah *conector*. Perencanaan dimensi *hub conector* tersebut didasarkan pemakaian gear dari perhitungan sebelumnya dan poros motor.

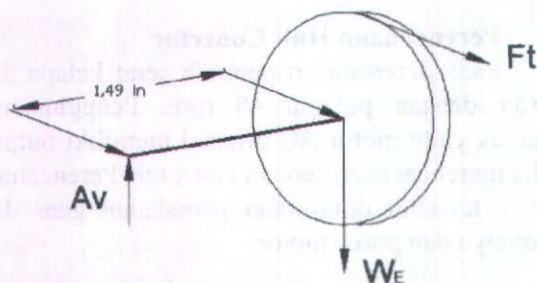


Gambar 5. 12 Hub conector

Hub conector bertujuan menyambung poros motor dengan gear. Dengan memodifikasi gear driver untuk penempatan poros tambahan sehingga poros motor tidak menerima gaya berat gear driver.

Analisa poros.

Poros motor menerima beban dari hub conector. Penganalisaan poros motor dilakukan untuk mengetahui kekuatan poros.



Gambar 5.13 gaya pada poros motor.

Dari perhitungan diketahui

W_E = berat hub konektor.

F_r = gaya radial gear driver = 2,13536 lb

F_t = gaya tangensial gear driver = 5,8668 lb

Gaya berat hub.

$$W_E = m \cdot g$$

$$W_E = (\rho \cdot V) \cdot g$$

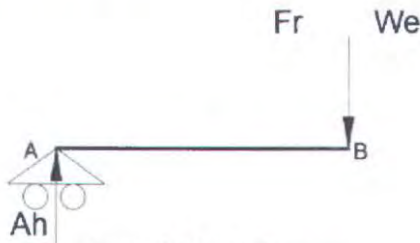
$$W_E = (\rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot b) \cdot g$$

$$W_E = (7196,77 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times \frac{(0,08-0,018)^2}{4} \times 0,02 \text{ m}) \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$W_E = 6,7347 \text{ N}$$

$$W_E = 1,5138 \text{ lb}$$

Analisa gaya horizontal



Gambar 5.14 Load Diagram

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$A_H - F_t - W_e = 0$$

$$A_H - 2,13536 \text{ lb} - 1,5138 \text{ lb} = 0$$

$$A_H - 3,64916 \text{ lb} = 0$$

$$A_H = 3,64916 \text{ lb}$$

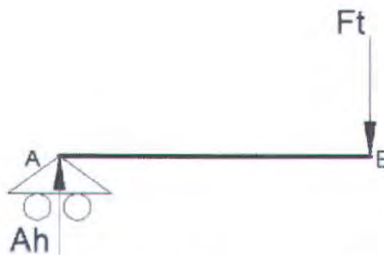
$$M_x = A_h \cdot X_1$$

$$M_x = 3,64916 \text{ lb} \cdot (X_1)$$

pada saat $x_1 = 0 \text{ in} \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in}$

pada saat $x_1 = 1,49 \text{ in} \Rightarrow M_B = 5,43724 \text{ lb.in}$

Analisa gaya vertikal



Gambar 5.15 load diagram

$$\uparrow \sum F_y = 0$$

$$A_v - F_t = 0$$

$$A_v - 5,8668 \text{ lb} = 0$$

$$A_v = 5,8668 \text{ lb}$$

$$M_x = A_v \cdot X_1$$

$$M_x = 5,8668 \text{ lb} \cdot (X_1)$$

pada saat $x_1 = 0 \text{ in} \quad \Rightarrow M_A = 0 \text{ lb.in}$

pada saat $x_1 = 1,49 \text{ in} \quad \Rightarrow M_B = 8,7415 \text{ lb.in}$

titik kritis

$$M = \sqrt{(5,43724 \text{ lb.in})^2 + (8,7415 \text{ lb.in})^2}$$

$$M = 10,29453 \text{ lb.in}$$

$$T_e = \sqrt{(M_c)^2 + (T_c)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(10,29453 \text{ lb.in})^2}$$

$$T_e = 10,29453 \text{ lb.in}$$

Mencari diameter poros

$$\tau_{\max} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16M}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times S_y}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 \times 10,29453 \text{ lb.in}}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 10,29453 \text{ lb.in}}{\pi D^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \times S_{yp}}{2}$$

$$\sqrt{\left(\frac{52,4562}{(0,7 \text{ in})^3}\right)^2 + \left(\frac{52,4562}{(0,7 \text{ in})^3}\right)^2} \leq \frac{1}{4} \text{ syp}$$

$$\sqrt{233886,66 + 233886,66} \leq \text{syp}$$

$$216,28 \leq \text{syp}$$

Dari katalog motor bahan poros tidak dicantumkan namun karena syp yang kecil maka dapat dipastikan poros motor mampu menahan beban dari hub konektor.

5.9 Perencanaan bearing pada gear

Bearing yang digunakan Single Row – Deep groove Ball Bearing. Dari buku SKF Explorer Bearing ditentukan pemakaian bearing dengan besarnya $d = 25 \text{ mm}$, $D = 42 \text{ mm}$, $B = 9 \text{ mm}$, $C = 7,02 \text{ kN}$, $C_o = 4,3 \text{ kN}$.

Gaya yang bekerja pada bearing adalah gaya berat akibat gear dan gaya radial gear.

Gaya berat gear driver adalah

$$\begin{aligned} W_p &= \rho \cdot \pi \cdot \frac{(D)^2}{4} \cdot b \cdot g \\ &= 0,284 \text{ lb} / \text{in}^3 \cdot 3,14 \cdot \frac{(4,8 \text{ in})^2}{4} \cdot 0,75 \text{ in} \cdot g \\ &= (3,852 \text{ lb}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 1,7472 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 17,0382 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya radial gear adalah

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 2,13536 \text{ lb} = 9,4985 \text{ N}$$

Gaya resultan yang bekerja pada bearing

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(A_H)^2 + (A_V)^2} \\ &= \sqrt{(3,830 \text{ lb})^2 + (2,13536 \text{ lb})^2} \\ &= 4,3850 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$F_a = 0 \text{ lb}$$

Menghitung harga e

Dimana :

C_o = basic static load rating

C = basic load rating

$$e = \frac{i \times F_a}{C_o} = 1 \times \frac{0 \text{ lbf}}{4300}$$

$$e = 0$$

Mengecek apakah nilai $F_a / V F_r > e$

Dimana :

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

$$\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{0 \text{ lb}}{1,2 \times 4,3850 \text{ lb}} = 0$$

Jadi dapat disimpulkan nilai $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$, maka nilai X dan Y bisa langsung didapatkan $X = 1, Y = 0$.

Perhitungan gaya equivalent

$$P = X.V.F_r + Y.F_a$$

Dimana :

P = gaya equivalent, lb

F_r = gaya radial, lb

F_a = gaya axial, lb

V = rotation factor. 1 untuk ring dalam berotasi dan 1.2 untuk ring luar berputar.

X = radial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Y = aksial load factor (dicari di tabel 9-5, halaman 487, machine design, Aaron D Deutschman)

Maka,

$$P = (1 \times 1,2 \times 4,3850 \text{ lb}) + (0 \times 0 \text{ lb})$$

$$P = 5,262 \text{ lb} = 14,4239 \text{ N}$$

Perhitungan umur bantalan (L_{10})

$$L_{10} = \frac{10^6}{n \times 60} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

dengan

- n : putaran poros = 240 rpm
 C : 7,02 kN ; basic dynamic load rating dari tabel
 P : 14,4239 N ; beban ekuivalen
 p : 10/3 ; tetapan eksponensial untuk roller bearing
 a_1 : 1 ; life adjustmen factor untuk reliability 90%

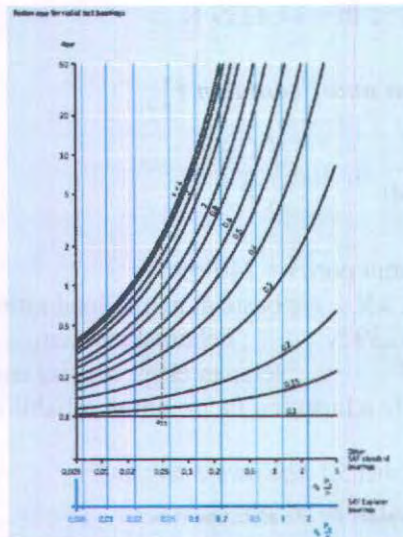
Tabel 5.1 *Life adjustment factor*

Values for life adjustment factor a_1

Reliability %	Failure probability n %	Rating life L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

(SKF General Catalog, 2002)

Nilai a_{SKF} = , didapat dari hasil plotting pada grafik dibawah ini



Gambar 5.16 Factor a_{SKF} untuk roller bearing

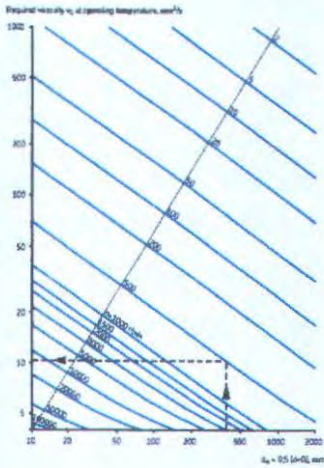
Untuk plotting pada grafik tersebut membutuhkan nilai K dan $\eta_c.(Pu/P)$.

Nilai $K = v/v_1$

Untuk: $d_m = 0,5(d + D) = d_m = 0,5(25 + 42) = 33,5\text{mm}$; dan

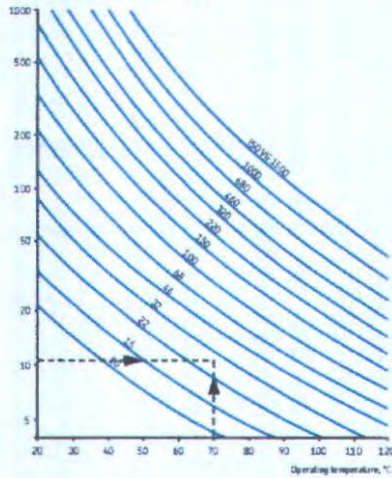
Kemudian nilai d_m diplot pada grafik berikut :

Estimation of the minimum kinematic viscosity v_1 at operating temperature



(a)

Required viscosity v_2 at speed of n_2 (temperature, mm^2/s)



(b)

Gambar 5.17 Grafik required viscosity

Karena $d_m = 33,5mm$, sehingga dari hasil *plotting* grafik pada gambar 5.14 (a) didapat nilai $v_1 = 55 \text{ mm}^2/s$, sedang nilai v didapat dari hasil *plotting* grafik pada gambar (b) didapat nilai $v = 55$, sehingga nilai $K = 1$
Sedangkan nilai $\eta_c.(Pu/P)$ berdasar dari perhitungan sebagai berikut :

Tabel 5.2 Harga η_c berdasarkan kondisi kerja

Condition	Factor η_c ²¹ for bearings with diameter	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Extreme cleanliness Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
High cleanliness Oil filtered through an extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal cleanliness Oil filtered through a fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Slight contamination Slight contamination of the lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typical contamination Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Severe contamination Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing.	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Very severe contamination Under extreme contamination, values of η_c can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for L_{10}	0	0

Jika ditetapkan normal *cleanliness* maka nilai $\eta_c = 0,5$ sehingga
 $\eta_c.(Pu/P) = 0,5. (0,193 \text{ kN}/0,0144239 \text{ kN}) = 6,6902$

Maka ketika dari grafik pada gambar 5.14, untuk $\eta_c.(Pu/P) = 6,6902$ dan $K=1$ didapat nilai $a_{SKF} = 6$ sehingga umur bearing adalah (dengan $b = 3$ karena memakai bola):

$$L_{10} = \frac{(7020 \text{ N}/14,4239 \text{ N})^3 \times 10^6}{240 \times 60} \cdot 6.1$$

$$L_{10} = 48034,35.10^6 \text{ jam}$$

5.10 Perencanaan poros tambahan

Poros tambahan digunakan untuk menerima beban dari berat gear driver. Poros didesain tidak berputar dan tersambung pada kerangka sistem pemilah. Poros didesain dengan ukuran panjang 1,968 in dan diameter 1 in. Penganalisaan poros meliputi

kekuatan terhadap gaya bending akibat beban gear dan gaya geser terhadap gaya radial gear.

Kekuatan poros terhadap gaya bending

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$Mc = 4,3850 \text{ lb} \times 1,968 \text{ in} = 8,629 \text{ lb.in}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot (1\text{in})^3}{32} = 0,09812 \text{ in}^3$$

$$\sigma = \frac{8,629\text{lb.in}}{0,09812\text{in}^3} = 87,9502 \text{ lb/in}^2$$

Jika $N = 1,5$

$$87,9502 \text{ psi} \geq \frac{S_{yp}}{1,5}$$

$$S_{yp} \text{ min} = 87,9502 \text{ psi} \times 1,5$$

$$S_{yp} \text{ min} = 131,925 \text{ psi}$$

Kekuatan poros terhadap gaya geser

$$S_s = \frac{F}{A}$$

$$S_s = \frac{4,3850 \text{ lb}}{\frac{\pi}{4} (1\text{in})^2} = 5,477 \text{ psi}$$

$$S_{syp} = 5,477 \text{ psi} \times 1,5 = 8,369 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = \frac{8,369 \text{ psi}}{0,58} = 14,43 \text{ psi}$$

5.11 Pasak

Pasak berfungsi menjaga komponen mesin tetap pada posisinya dan tidak slip saat berputar.



Gambar 5.18 Pasak

Perencanaan pasak pada motor

Pada penganalisaan keamanan pasak pada motor, dianalisa kekuatan terhadap torsi yang ditimbulkan motor.

Data motor :

Torsi = 14,0805 lb.in

Dari tabel untuk jenis pasak *square-flat key* (Deutschman, 1975) didapat :

$W = \frac{1}{4}$ in

Faktor keamanan (N) = 2

- Tinjauan terhadap tegangan geser yang diijinkan (S_s)

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

Untuk bahan pasak, AISI 4140 kondisi HRA dengan $S_{yp} = 63.000$ psi

$$S_s = \frac{0,58 \times 63000 \text{psi}}{2}$$

$$S_s = 18.270 \text{ psi}$$

Sehingga didapat panjang pasak ,

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times W \times D}$$

$$L = \frac{2 \times 14,0805 \text{ lb.in}}{18270 \text{ psi} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0,0123 \text{ in}$$

- Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang diijinkan (S_c)

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

$$S_c = \frac{63000 \text{ psi}}{2}$$

$$S_c = 31.500 \text{ psi}$$

Sehingga didapatkan ,

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times W \times D}$$

$$L = \frac{4 \times 14,0805 \text{ lb.in}}{31500 \text{ psi} \times \frac{1}{4} \text{ in} \times 1 \text{ in}}$$

$$L = 0,0071 \text{ in}$$

- Panjang pasak ideal adalah 25% lebih panjang dari diameter poros

$$L_{\text{ideal}} = (1 + 0,25) 1 \text{ in} = 1,25 \text{ in}$$

Maka dipilih panjang pasak (L) = 1,25 in

BAB VI

PERANCANGAN MANUFAKTUR, PERAKITAN DAN KONTROL SISTEM

6.1 Perancangan Proses Manufaktur

Proses perancangan dan perakitan suatu produk tidak lepas dari proses manufaktur. Tingkat kesulitan proses manufaktur tergantung dari bentuk material penyusun suatu produk. Pada perancangan dan perakitan alat pengolah sabut kelapa, banyak melibatkan proses manufaktur dengan tingkat kesulitan pengerjaan rendah.

6.1.1 Pemilihan Material

Pemilihan material pembentuk melibatkan beberapa aspek dalam pemilihan material.

1. Ketersediaan material di pasaran. Material yang dipilih sedapat mungkin material yang mudah didapat dipasaran lokal tanpa harus memesan khusus dari luar negeri (impor).
2. Material harus kuat untuk menahan beban pada saat operasi.
3. Material harus mudah dibentuk. Hal ini diperlukan karena bentuk rangka tidak beraturan
4. Material bisa disambung. Produk yang akan dihasilkan adalah *frame* dengan banyak sambungan sehingga material yang dipilih harus material yang dapat disambung.
5. Harga dari material tidak terlalu tinggi (ekonomis).

6.1.2 Proses Manufaktur pengolah sabut kelapa.

Pada tahap pembuatan alat pengolah sabut kelapa terdapat beberapa proses manufaktur yang dilakukan. Antara lain

1. Pengelasan

Pengelasan dilakukan pada setiap sambungan dari komponen penyusun. Teknik pengelasan yang dilakukan yaitu pengelasan dengan tenaga listrik yang menggunakan *cathode* sebagai media sambungan.

2. Proses Petas

Proses ini merupakan proses pembuatan cekungan pada ujung plat yang akan mengalami pengelasan agar memudahkan dalam proses perakitan.

3. Proses pemotongan

Pada proses ini merupakan proses pemotongan sesuai dengan rancangan. Pemotongan dilakukan dengan cutting wheel dan

4. proses drilling

Dalam *assembly* komponen penyusun rangka dilakukan juga dengan pengencangan baut. Baut yang digunakan dalam perancangan dipilih sesuai dengan kebutuhan perancangan baik jenis maupun ukuran.

5. proses rolling

proses ini digunakan untuk membentuk lengkukan sesuai pada perancangan. Plat yang akan di rolling merupakan plat yang akan digunakan pada pembuatan casing.

6. proses pembubutan

Selain itu proses bubut digunakan untuk membentuk facing pada blade penyerat. Berbagai proses yang dapat dilakukan oleh mesin bubut antara lain turning, facing, boring, drilling, cutting, pembuatan ulir dan pemotongan tirus

6.2 Perancangan Manufaktur Pengolah Sabut Kelapa

Pengolah sabut kelapa terdiri dari dua sistem. Proses perancangan manufaktur akan menjelaskan proses pembentukan dari sistem tersebut. Proses pembentukan akan menjelaskan dari tiap komponen pembangun dari sistem secara keseluruhan. Berikut merupakan tabel dari komponen pembangun dari sistem.

Sistem penyerat sabut kelapa

Bagian	No	Komponen	Jumlah
Silinder penyerat	1	blade penyerat 1cmx 1cm	48
	2	Mur pengencang blade	48
	3	Plat dudukan blade 4cm x 20cm	12
	4	Poros , Ø 1 in	1
	5	Single row roller bearing	4
	6	Penutup roller	4
Bagian	No	Komponen	Jumlah
Transmisi	1	ANSI Chain no 60, $L=132\text{ cm}$	1
	2	Sproket Ø 13 cm	1
	3	Sproket Ø 6,5 cm	1
	4	Pasak	3
	5	Reducer ratio 1:15	1
	6	Motor AC, 2 HP	1
	7	Kopling	1
Roller penghambat Danpaku penghambat	1	Poros Ø 0,75 in	1
	2	Pipa baja Ø 1 in	1
	3	Roda gigi penyearah	2
	4	Deep groove Ball bearing	2
	5	pegas	2
	6	Baut Ø 3mm	60
Kerangka	1	Feeder	3
	2	Casing	2
	3	Plat dudukan casing	3
	4	Frame output	1
	5		



Sistem pemilah serat kelapa.

Bagian	No	Komponen	Jumlah
Drum pemilah	1	Sirip pengangkat.	48
	2	Frame melingkar	48
	3	Frame memanjang	12
	4	Screener	1roll
	5	Single row roller bearing	4
	6	Penutup roller	4
<hr/>			
Bagian	No	Komponen	Jumlah
Transmisi	1	Deep groove ball bearing	1
	2	Gear Ø 4,8 in	1
	3	Gear Ø 24 in	1
	4	Pasak	1
	5	Reducer ratio 1:5	1
	6	Motor AC, 40watt	1
	7	Hub conector	1
<hr/>			
Kerangka	1	Feeder	1
	2	Frame penahan	2
	3	frame dudukan drum pemilah	4
	4	Wadah (storage)	1
	5	Roda penahan	6

Pada perancangan sistem pengolah sabut kelapa dimensi dan bentuk dari system ini dibentuk dengan skala dimensi 1 : 2. Pembuatan dan perakitan model dilakukan pada dua tempat, yaitu

Tabel 6.1 Pengerjaan Model

No	Tempat	Jenis Pengerjaan
1	Sakri Teknik- Surabaya	pembuatan silinder penyerat. Pembuatan Casing. Pembuatan Poros. Pembuatan Blade. Pembuatan roll penghambat.
2	Laboratorium. Desain - T. Mesin ITS Surabaya	Pembuatan sistem pemilah. Finishing. Pengecatan model. Assembly model.

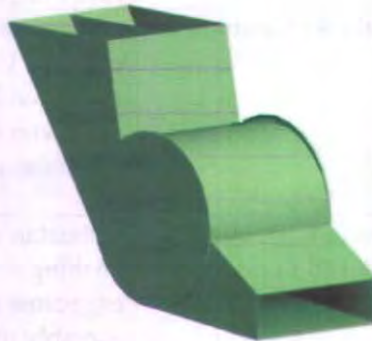
6.3 Perancangan sistem penyerat sabut kelapa

Penyerat sabut kelapa terdiri dari beberapa komponen pembangun yaitu rangka, casing dan silinder penyerat. Dalam hal ini terdapat beberapa bagian penyusun, berikut merupakan proses manufaktur pembentukan sistem penyerat

6.3.1 Kerangka penyerat sabut kelapa

Proses perancangan kerangka didasarkan dari dimensi casing sistem penyerat. Kerangka dibentuk dan mampu menompang dari kerja sistem alat. Proses manufaktur pada kerangka dengan menggunakan besi plat L kemudian dipotong sesuai pada ukuran yang dibutuhkan. Sebelum pada proses penyambungan, ujung besi plat L dipotong atau dilakukan proses petas untuk memudahkan pada proses pengelasan

6.3.2 Casing penyerat sabut kelapa



Gambar 6.4 casing penyerat sabut kelapa

Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	jumlah	Mesin dan Peralatan
Casing	1	Arc Welding Cutting wheel grinder Hand grinder Mesin roll

Proses manufaktur:

1. Plat besi 1mm dipotong-potong sesuai bentuk dengan grinda tangan dan cutting wheel
2. Untuk bagian dinding casing yang melingkar plat di roll.
3. untuk penyambungan plat dilakukan dengan proses pengelasan.

6.3.3 Paku pada casing.



Gambar 6.5 paku penghambat pada casing.

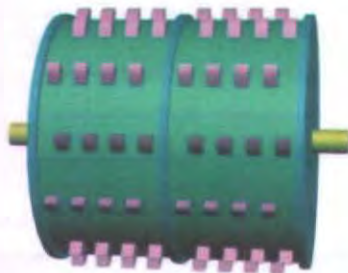
Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Mesin dan Peralatan
Paku pada Casing	1	Arc Welding Lathe (bubut)
Plat dudukan paku		Cutting Rolling drilling

Proses manufaktur:

1. Plat besi 1mm dipotong sesuai dengan dimensi yang diinginkan setelah itu untuk lengkungan plat maka dilakukan proses rolling . setelah itu plat di buat lubang untuk penempatan paku dengan proses drilling
2. paku penghambat terbuat dari baut \varnothing 3mm bahan baut st 37. baut dibentuk dengan proses bubut. Jumlah paku penghambat yang digunakan 60 buah.
3. Setelah paku telah dibentuk proses pemasangan pada plat dengan menggunakan mur. Pemasangan paku dengan mur bertujuan agar bila terjadi patah paku mudah untuk diganti.

6.3.4 Silinder penyerat



Gambar 6.6 silinder penyerat

Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Mesin dan Peralatan
Plat dudukan blade Penutup silinder	12	arc welding cutting drill
Poros	1	bubut cutting
Blade penyerat	48	Milling

Proses manufaktur:

1. pada pembentukan silinder penyerat pembuatan silinder dari plat baja ST 60 dengan ukuran 20 cm x 4 cm.
2. pada proses pembuatan plat silinder, plat dipotong dengan ukuran 20cm x 4 cm dengan cutting wheel sebanyak 12 buah. Setelah itu dibut lubang dengan proses drilling untuk penempatan blade
3. penutup silinder atau duduhan plat penyerat terbuat dari bahan ST 60. pembuatan duduhan plat penyerat yaitu dengan proses cutting plat dibentuk melingkar. Setelah itu dibuat lubang poros dengan proses drilling

4. plat silinder dirangkai melingkar pada dudukan plat. Penyambungan dengan menggunakan pengelasan
5. poros dibuat dari bahan AISI 4340. dengan diameter 1 in. ujung poros dilakukan proses facing untuk menyesuaikan pada diameter bearing
6. blade terbuat dari baut dengan bahan ST-37. pembentukan blade dengan menggunakan proses skrap
7. pemasangan blade dengan menggunakan mur. Tujuan nya agar bila terjadi kerusakan penggantian mata blade mudah dilakukan

6.3.5 Roll penghambat



Gambar 6.7 roll penghambat

Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Mesin dan Peralatan
Plat tipis	1	arc welding cutting impact
Poros	1	bubut cutting

Proses manufaktur:

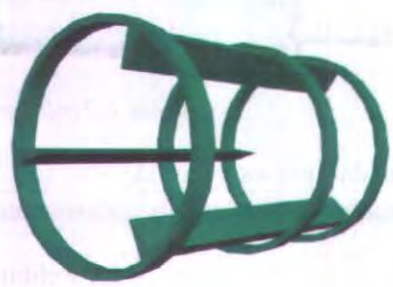
1. roll penghambat merupakan komponen yang bekerja untuk menghambat dari laju sabut kelapa.
2. Plat tipis dengan ukuran sesuai dengan keliling silinder dibuat takikan takikan dengan proses impact. Proses impact yang dimaksud adalah paku dipukul pada plat dengan palu tanpa melubangi plat tersebut. Plat tersebut akan membentuk takikan

3. Pembuatan takikan dilakukan sebanyak 24 kali. Setelah itu plat tersebut dipasang melingkar pada silinder
4. Untuk pemasangan dan penyambungan dilakukan dengan pengelasan.

6.4 Perancangan Manufaktur Pemilah Serat Kelapa

Pemilah serat kelapa terdiri dari beberapa komponen pembangun yaitu rangka dan drum screener. bagian penyusun yang terdapat pada sistem pemilah serat kelapa adalah

6.4.1 Drum screener.



Gambar 6.8 kerangka drum pemilah

Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Mesin dan Peralatan
Sirip pengangkat	3	arc welding cutting drill
Frame melingkar	3	cutting drilling
Frame memanjang	3	cutting drilling

Proses manufaktur:

1. untuk pembuatan frame drum pemilah, plat besi lurus 4mmx2mm dipotong dengan ukuran tertentu berjumlah 6
2. pembuatan sirip pengangkat yaitu plat L dipotong dengan ukuran tertentu
3. untuk pembuatan kerangka drum, plat yang telah dipotong dirolling sehingga berbentuk lingkaran dan disambung dengan proses pengelasan
4. plat besi lurus yang telah dipotong dibuat lubang dengan proses drilling untuk pemasangan dan perakitan. Screener yang telah dipotong dijepit oleh sirip pengangkat dan kerangka luar drum.

6.4.2 Kerangka pemilah serat kelapa



Gambar 6.9 kerangka pemilah

Data- data dari proses manufaktur :

Nama Komponen	Jumlah	Mesin dan Peralatan
Frame penahan	1	arc welding rolling cutting
Frame dudukan drum pemilah	1	cutting arc welding
feeder	1	cutting



Proses manufaktur:

1. untuk pembuatan kerangka pemilah menggunakan plat L, pemotongan plat dengan cutting wheel. Plat dibentuk menjadi segi empat
2. pembuatan penyangga drum menggunakan plat L, pemotongan plat diatur agar kemiringan drum sesuai dengan yang diinginkan
3. pada kerangka pemilah serat kelapa terdapat tempat wadah dan feeder untuk penampungan hasil pemilahan dan tempat inputan serat kelapa yang akan diolah pembuatannya dengan menggunakan plat tipis yang dibentuk menjadi segi empat
4. penyambungan untuk membuat kerangka pemilah dilakukan dengan pengelasan.

6.5 Proses Perakitan

Setelah proses manufaktur komponen pembangun dirakit berdasarkan bentuk dan fungsi masing-masing. Pada tahap ini merupakan tahap assembly. Berikut merupakan penjabaran dari masing-masing sistem

1. sistem penyerat
setelah casing, blade penyerat, roll penghambat, paku pada casing serta kerangka telah terbentuk, semua komponen dirangkai sesuai dari tahap pengembangan konsep dimana perancang mendesain suatu alat penyerat sabut kelapa



Gambar 6.10 sistem penyerat

2. sistem pemilah

Setelah semua komponen pembangun yaitu drum pemilah dan kerangka telah dibentuk kemudian dirangkai sesuai bentuk dari pengembangan konsep dan perancangan



Gambar 6.11 pemilah serat kelapa

6.6 Pendefinisian Sistem

Sistem penyerat dan pemilah adalah suatu rangkaian sistem mekanik untuk memilah sabut kelapa menjadi produk utama. Dimana sistem penyerat dan pemilah merupakan rangkaian yang bersinambungan. setiap sistem akan dipasang secara seri dengan urutan sebagai berikut:

1. Sistem penyerat sabut kelapa
2. Sistem pemilah

Dengan susunan sistem tersebut, maka dibutuhkan sebuah sistem kontrol yang mampu meregulasi kerja masing-masing sistem agar tercapainya operasional yang maksimal.

Penulis menentukan suatu rangkaian kontrol yang bertujuan untuk memaksimalkan kinerja alat pengolah sabut kelapa. Dengan pertimbangan alat yang dirangkai secara seri, maka perlu adanya sistem kontrol yang dapat meregulasi arus bila terjadi kerusakan pada alat.

Sistem kontrol yang akan direncanakan pada alat pengolah sabut kelapa adalah sistem kontrol yang memanfaatkan *ladder* diagram untuk mensimulasikan sistem yang diinginkan. Sistem kontrol akan mendefinisikan setiap permasalahan dalam keadaan *on* maupun keadaan *off* pada alat.

Perancangan kontrol terdiri dari beberapa komponen, antara lain

1. Lampu indikator

Lampu indikator berfungsi sebagai indikator yang menunjukkan kondisi suatu sistem, apakah dalam kondisi standby atau off. Lampu indikator akan menyala bila alat dalam kondisi standby, dan akan mati bila alat off. Lampu indikator yang digunakan adalah LED (Light Emmiting Dioda), yaitu suatu semikonduktor yang memancarkan

cahaya monokromatik yang tidak koheren ketika diberi tegangan maju.

2. Relay

Relay merupakan rangkaian yang bersifat elektronis sederhana dan tersusun oleh saklar, medan elektromagnet (kawat koil), dan poros besi. Cara kerja komponen ini dimulai pada saat mengalirnya arus listrik melalui koil yang kemudian membuat medan magnet sekitarnya mengubah posisi saklar sehingga menghasilkan arus listrik yang lebih besar. Hal inilah yang menjadi keutamaan relay, yaitu dengan bentuknya yang minimal bisa menghasilkan arus yang lebih besar. Selain itu, relay juga mempunyai beberapa keuntungan, antara lain:

- Dapat mengontrol sendiri arus serta tegangan listrik yang diinginkan.
- Dapat memaksimalkan besarnya tegangan listrik hingga mencapai batas maksimalnya.
- Dapat menggunakan baik saklar maupun koil lebih dari satu, disesuaikan dengan kebutuhan.



Gambar 6.12 Relay

Pada sistem kontrol ini digunakan relay sebanyak 3 buah.

3. Push button

Push button digunakan untuk menghidupkan (on) atau mematikan alat (off). Pada alat pengolah sabut kelapa ini

digunakan 2 buah push button, yaitu pada sistem penyerat dan sistem pemilah.



Gambar 6.13 Push button

4. Switch off time relay

Switch off time relay berfungsi meregulasi kapan sistem akan mati. Sehingga bila sistem penyerat kelapa mati, bagian yang diberikan alat ini akan memiliki tenggang waktu tertentu untuk tetap bekerja sebelum akhirnya mati.



Gambar 6.14 Time relay

6.7 Pendefinisian Run (Pengoperasian)

Kondisi pengoperasian pada alat ini adalah ketika sabut yang telah terkupas dengan dimensi tertentu dimasukkan pada sistem penyerat. Hasil dari sistem penyerat akan langsung masuk dan diolah pada sistem pemilah. Sehingga operator dapat menjalankan sistem secara keseluruhan hanya dengan menekan

satu tombol. Pendefinisian alat beroperasi adalah ketika sistem penyerat dijalankan, sistem pemilah akan langsung hidup secara otomatis.

6.8 Pendefinisian Trouble Shooting

Trouble adalah keadaan dimana suatu sistem tidak berjalan dengan semestinya, sehingga sistem tersebut harus dimatikan (*shut down*). Ketika salah satu sistem terjadi kegagalan (*trouble*), maka kontrol akan meregulasi agar sistem tetap dalam kondisi *run* atau berhenti. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan kondisi ideal, yaitu serat kelapa yang terolah tidak ada yang terbuang atau tersisa di dalam sistem tersebut. Sistem kontrol juga akan meregulasi sistem mana yang harus mati dan sistem mana saja yang masih harus tetap jalan.

Untuk menentukan sistem yang harus mati maupun tetap dijalankan ada beberapa pertimbangan yang harus dilakukan.

1. Sistem penyerat

Sistem penyerat adalah suatu sub sistem yang memanfaatkan motor listrik satu phase dengan daya 2 Hp. Motor akan dikopel ke sebuah reducer, selanjutnya ditransmisikan oleh sprocket rantai untuk menggerakkan silinder penyerat. Motor akan menggunakan sumber energi langsung dari sumber listrik (PLN).

Gagalnya sistem ini disebabkan oleh adanya gangguan (*trouble*) pada sistem. Gangguan tersebut dapat terjadi akibat beberapa hal, antara lain :

- Alat bekerja tidak semestinya karena adanya penumpukan sabut pada silinder penyerat yang dapat menyebabkan sistem menjadi macet.
- Adanya kerusakan komponen sehingga alat tidak dapat bekerja.
- Terdapat material lain yang masuk pada sistem penyerat.

- Terbakarnya kumparan motor karena hubungan singkat yang disebabkan oleh pengotor.
- Terbakarnya kumparan pada motor akibat ketidakstabilan tegangan arus atau voltase sumber listrik (PLN).
- Terhambat atau putusnya aliran listrik menuju kumparan motor.

Ketika sistem mengalami kegagalan seperti pendefinisian di atas, maka sistem penyerat harus dimatikan (*shut down*). Ini dapat dilakukan dengan men-*jumper* aliran listrik menuju kumparan *stator* maupun *rotor* sehingga tidak ada arus yang mengalir ke sana.

2 Sistem pemilah

Untuk mendefinisikan beberapa klasifikasi gangguan atau kegagalan yang mungkin terjadi pada sistem pemilah, maka harus didefinisikan terlebih dahulu sistem kerjanya. Dari pendefinisian tersebut maka dapat diklasifikasikan penyebab munculnya kegagalan pada sistem pemilah, yaitu sebagai berikut:

Motor Penggerak *sistem* pemilah menggunakan motor listrik AC dengan daya 40 watt. Motor akan dikopel ke sebuah reducer, selanjutnya ditransmisikan oleh roda gigi untuk menggerakkan *drum*. Motor akan menggunakan sumber energi langsung dari sumber listrik (PLN). Ketika putaran dari drum pemilah tidak memenuhi spesifik kerjanya, yaitu 48 Rpm atau sama sekali mati, maka sistem ini dianggap mengalami gangguan yang dikarenakan oleh beberapa hal, antara lain:

- Terdapat kerusakan pada komponen sistem pemilah.
- Adanya material maupun serat kelapa yang terjebak di dalam drum pemilah yang dapat menyebabkan overload

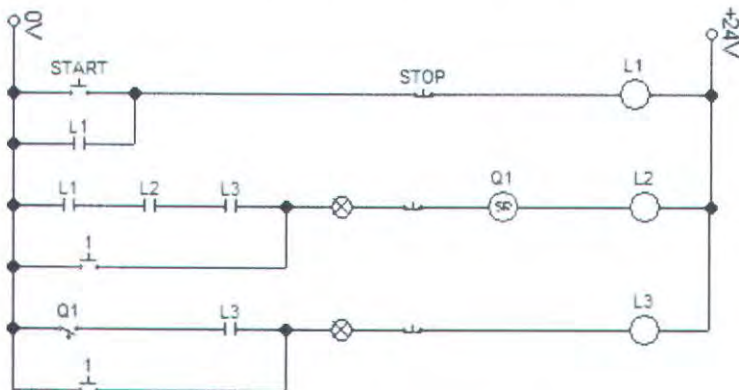
pada penahan drum yang dapat menyebabkan drum tidak berputar pada semestinya.

- Terbakarnya kumparan pada motor karena hubungan singkat yang disebabkan adanya pengotor.
- Terbakarnya kumparan pada motor karena ketidakstabilan tegangan arus atau voltase sumber listrik (PLN).
- Terhambat atau putusnya aliran listrik menuju kumparan motor.

Ketika sistem mengalami kegagalan seperti pendefinisian diatas, maka sistem *sistem pemilah* harus dimatikan (*shut down*). Ini dapat dilakukan dengan menjumper aliran listrik menuju kumparan *stator* maupun *rotor*. Sehingga tidak ada arus yang mengalir pada sistem pemilah.

6.9 Sistem Kontrol

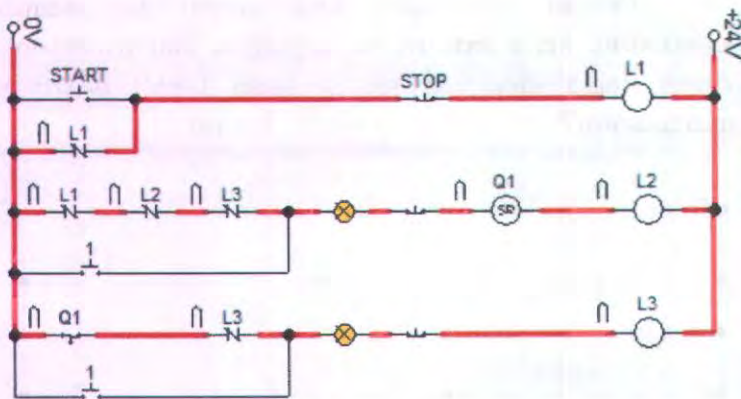
Dengan menganalisa kerja sistem dan memahami karakteristik kerja serta modus kegagalan dari masing-masing sistem, maka dirancang sebuah sitem kontrol *diskrit* yang menggunakan *ladder* dan *relay* sebagai berikut:



Gambar 6.15 Ladder diagram sistem kontrol

Gambaran mekanisme prosesnya adalah sebagai berikut:

1. Bila tombol ON ditekan maka sistem akan *standby*. Lampu indikator menyala (merah).
2. Bila tombol sistem penyerat ditekan maka motor akan aktif memutar sistem penyerat (lampu indikator warna kuning menyala).
3. Secara otomatis sistem pemilah akan menyala, memutar drum screener. Jika alat akan berhenti beroperasi, tombol off ditekan. Sistem penyerat akan langsung mati namun sistem pemilah tetap menyala selama 10 detik setelah itu keseluruhan sistem akan mati, "off".



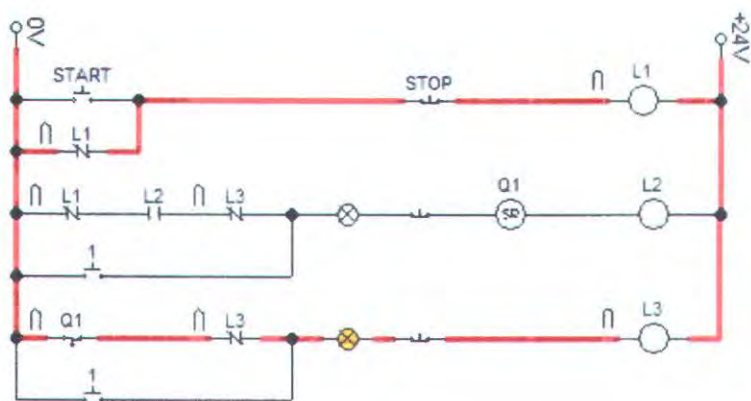
Gambar 6.16 Simulasi sistem kontrol overall

6.9 Perencanaan proses kontrol sistem penyerat dan pemilah

Pada sistem pengolah sabut kelapa, semua sistem menggunakan sumber tenaga yang diperoleh dari motor listrik. Untuk pendefinisian permasalahan yang dapat terjadi pada sistem seperti yang telah diutarakan di atas, penulis merencanakan suatu

kondisi dimana bila terjadi kemacetan pada alat, serat kelapa tidak akan tertinggal. Pendefinisian kondisi adalah

1. Bila pada sistem pengolah yang terdiri dari sistem penyerat dan pemilah terjadi permasalahan, yaitu ketika sistem penyerat terjadi kerusakan yang menyebabkan alat macet, sistem penyerat akan langsung berhenti namun sistem pemilah akan tetap menyala dalam beberapa waktu agar hasil dari sisa penyeratan sebelum berhenti akan tetap dapat terpilah. Sistem kontrol yang akan dirancang adalah sebagai berikut:

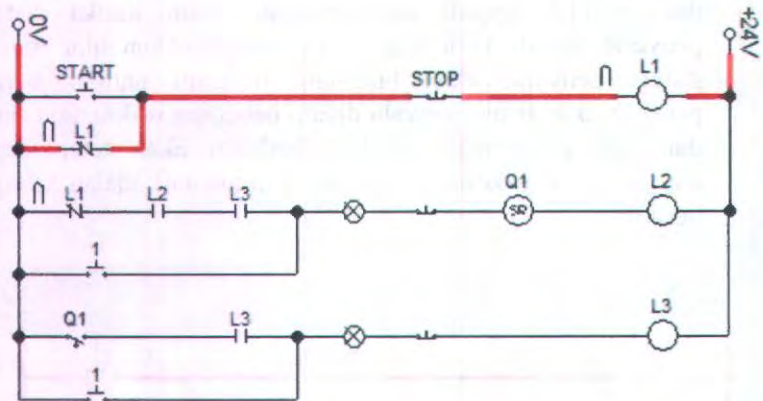


Gambar 6.17 Simulasi sistem kontrol penyerat mati

Pada gambar terlihat bahwa ketika sistem penyerat mati namun sistem pemilah tetap menyala selama beberapa saat.

2. Bila pada sistem pemilah terjadi permasalahan yaitu ketika terjadi kerusakan yang menyebabkan alat macet, sistem penyerat akan langsung berhenti. Hal ini bertujuan agar sabut kelapa tidak terserat keluar menuju sistem pemilah yang mengalami kerusakan. Sehingga serat kelapa tidak ada yang

menumpuk, tidak dapat terolah karena kerusakan alat. Sistem kontrol yang akan dirancang adalah sebagai berikut:



Gambar 6.18 Simulasi sistem kontrol off

Dalam perancangan ini penulis menggunakan bantuan software FLUIDSIM-H. Software ini digunakan untuk mencoba apakah rangkaian bekerja atau tidak.

BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN

7.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan perancangan, analisa, dan pembangunan mekanisme pengolah sabut kelapa, terdapat beberapa hal yang dapat dijadikan kesimpulan, antara lain:

Pada penyerat sabut kelapa:

1. Pengujian terhadap mekanisme menunjukkan bahwa mekanisme gerak alat dapat berjalan
2. secara teoritis kapasitas alat ini adalah 18000 sabut per hari namun kapasitas sebenarnya masih dibawah teoritis, hal ini disebabkan daya motor yang digunakan lebih kecil dari daya motor perhitungan.
3. sabut yang akan diolah memiliki dimensi
Panjang sabut : 30 cm
Tebal sabut : 25 cm
Lebar sabut : 15 cm.
4. blade yang digunakan memiliki dimensi 1cm x 1cm berjumlah 48 buah.
5. blade penyerat dilakukan proses quenching agar tahan terhadap aus

Pada pemilah serat kelapa:

1. pengujian terhadap mekanisme menunjukkan bahwa mekanisme dapat berjalan
2. secara teoritis kapasitas pemilah sebesar 82,1016 kg / hari namun pengujian terhadap kapasitas sesungguhnya tidak masih dibawah kapasitas teoritis
3. sistem pemilah menggunakan screener sebagai media pemilah.
4. Kemiringan sistem pemilah dipilih 20° berdasarkan penentuan perpindahan olakan serat kelapa dan diharapkan mampu memilah dengan maksimal.

Sistem kontrol

Sistem monitoring kontrol bertujuan untuk mempermudah dalam pengoperasian alat. Dengan pertimbangan sistem penyerat dan pemilah merupakan sistem yang continue maka sistem kontrol dibuat untuk mendapatkan hasil yang maksimal. Komponen yang digunakan pada kontrol sistem yaitu

1. relay
2. lampu LED
3. push button
4. switch off time relay

7.2 Saran

Rancang bangun ini merupakan tahapan paling awal dari sistem pengolah sabut kelapa, dikarenakan sistem yang dibangun merupakan model dari alat pengolah sabut kelapa, dan tidak menunjukkan kualitas riil dari sistem. Sehingga secara ideal perlu ada penelitian lanjutan demi optimalisasi fungsi alat. Guna mencapai tujuan utama yakni membangun alat pengolah sabut kelapa untuk para petani

- untuk dapat mendapatkan hasil dari pengujian alat yang sesungguhnya prototipe perlu dilengkapi dengan komponen pembangun yang sesuai dengan perhitungan misalnya kebutuhan daya motor.
- Mengingat mesin pengolah sabut kelapa masih jarang di Indonesia, maka masih perlu dilakukan penelitian dan study pustakan secara mendalam untuk mendapatkan hasil yang optimal.
- Pengembangan konsep ini, menurut perancang sangat perlu untuk dilakukan ,mengingat begitu besarnya potensi buah kelapa dimana indonesia adalah salah satu produsen terbesar kelapa dunia.

DAFTAR PUSTAKA

- Anonim, Coconut Dehusking Machines, <URL:
<http://www.coconutmachine.com/index.php?mid=72&p=productsitem&id=2>>.
- APCC. 2006. **Coconut Statistical Yearbook 2005**. Asia Pacific Coconut Community.
- Deutschman, Aaron D. 1975. **Machine Design, Theory and Practice**. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Intan, A.H., Said, E. Gumbira., Saptono, I.T. 2003. "Strategi Pengembangan Industri Pengolahan Sabut Kelapa Nasional". *Jurnal Manajemen dan Agrobisnis Vol 1/1 (April 2003) : 42-54*.
- Kent, William. 1950. **Kent's Mechanical Engineer's Handbook : Design and Production Volume**. Tokyo : Toppan Company, Ltd.
- Mahmud, Zainal dan Ferry, Yulius. 2005. **Prospek Pengolahan Hasil Samping Buah Kelapa**. Bogor : Pusat Penelitian dan Pengembangan Perkebunan Indonesia.
- Rukmana, H.Rahmat, dan H Herdi Yudirachman. 2004. **Budi Daya Kelapa**. Semarang : CV. Aneka Ilmu.
- Stolk, Jac. dan Cross, C. 1981. **Elemen Mesin : Elemen Konstruksi dari Bangunan Mesin**. Diterjemahkan oleh Hendarsin H. dan Abdul Rachman A.. Jakarta : Erlangga.
- Penamora, L.J dan Santos, G.A., Fabrication and Piloting Of Coconut Husk Decorticating Machines, <URL:
<http://www.neda.gov.ph/knowledge-emporium/deco-machine.pps>>.
- Batan, I Made Londen (2007): Diktat Kuliah Pengembangan Produk, Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya

LAMPIRAN

data hasil eksperimen

Eksperimen 1 :Gaya Menyerat Sabut Kelapa

No	Panjang Penyeratan (cm)	Luas bidang serat(cm ²)	Gaya (N)
1	10	1	15,5
2	10	1	20
3	10	1	20
4	10	1	16
5	10	1	18
6	10	1	18
7	10	1	18
8	10	1	20
9	10	1	20
10	10	1	20
11	10	1	20
12	10	1	20
13	10	1	20
14	10	1	20
15	10	1	20

Eksperimen 2 : Density sabut

No	massa(g)	volume(cm ³)	density (kg/m ³)
1	0,12	10	12
2	502,40	40	12,56
3	483,92	40	12,098
4	699,35	50	13,987
5	664,29	45	14,762
6	255,20	20	12,76
7	223,40	18	12,411
8	118,99	10	11,899
9	122,35	10	12,235
10	302,98	25	12,119

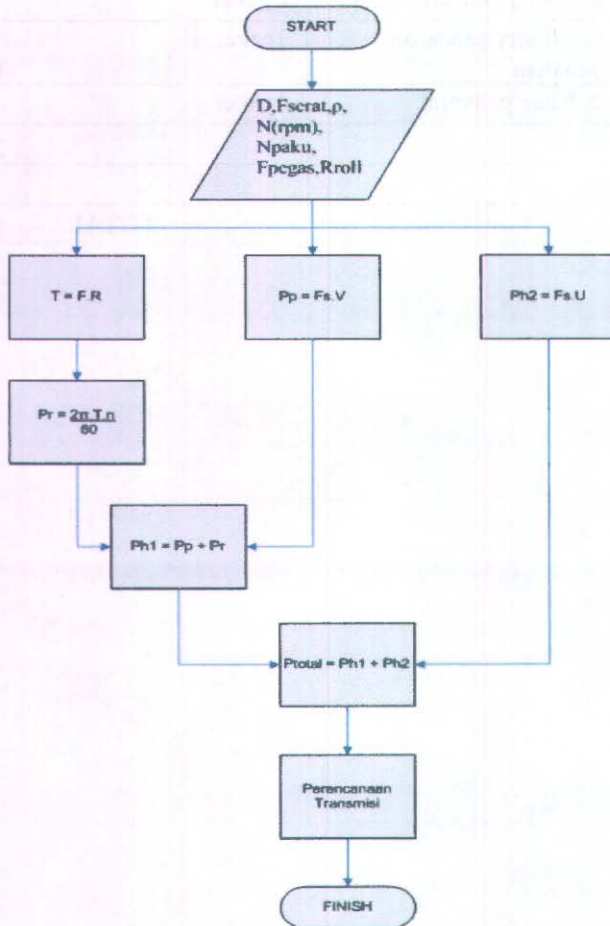
diambil nilai rata-rata = 12,677 kg/m³

Tabel Rincian Pembuatan Alat

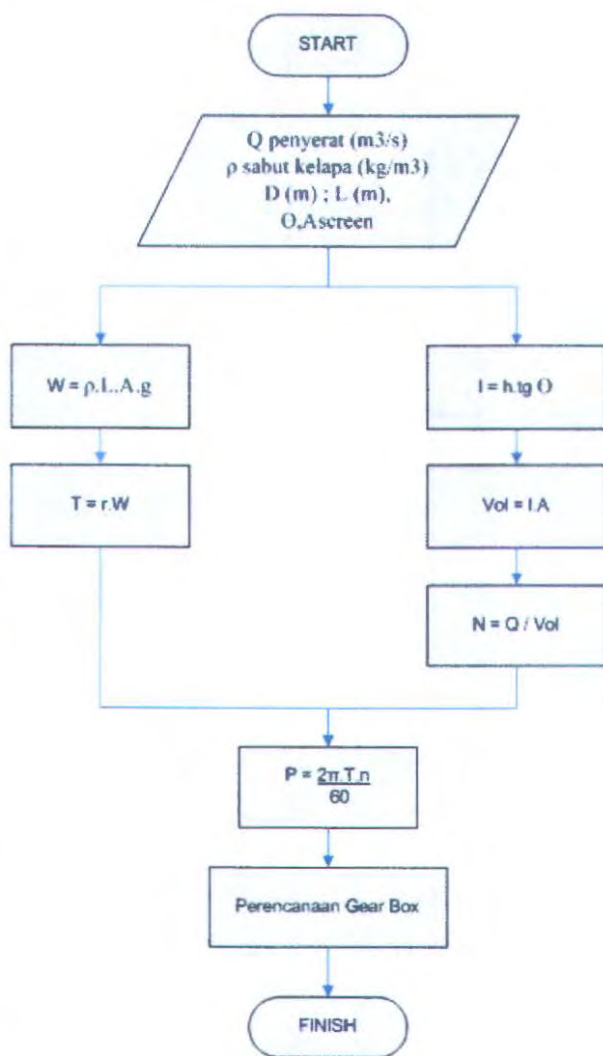
No	JENIS PENGELUARAN	jumlah	Harga / unit (Rp)	Nominal (Rp)
	Bahan			
1	Plat siku L	3 lonjor	102.000,-	306.000,-
	Plat lurus	1 lonjor	55.000,-	55.000,-
	Plat besi 8mm	12 buah	20.000,-	240.000,-
2	Plat besi 1mm	2 m ²	220.000,-	440.000,-
3	Kawat kasa	1 roll	15.000,-	15.000,-
4	Bearing ADS block 12mmx8mmx37mm	2 buah	25.000,-	50.000,-
5	Bearing ADS block 25mmx12mmx47mm	2 buah	18.000,-	36.000,-
6	Sprocket D 7cm	1 buah	30.000,-	30.000,-
7	Sprocket D 12cm	1 buah	40.000,-	40.000,-
8	Rantai tipe 60	1 buah	90.000,-	90.000,-
9	Motor AC 2 hp	1 buah	1.500.000,-	1.500.000,-
10	Reducer	1 buah	1.000.000,-	1.000.000,-
11	Kopling	1 buah	50.000,-	50.000,-
12	Pasak	3 buah	30.000,-	90.000,-
13	Baut paku	12 set	4000,-	48.000,-
14	Baut dudukan bearing	4 buah	2000,-	8000,-
15	Mur + Ring	12 set	1200,-	14.400,-
16	Mur + Ring	4 buah	500,-	2000,-
17	Electrode	1kotak	10.000,-	10.000,-
18	Spur gear 1	1 buah	600.000,-	60.000,-
19	Spur gear 2	1 buah	550.000,-	550.000,-
20	Roda penahan	6 buah	20.000,-	120.000,-
				4.754.400,-

	Pembuatan Alat			
1	a. casing penyerat kelapa	1 paket		800.000,-
2	b. silinder pencacah + penahan	1paket		1.500.000,-
3	c. blade penyerat	1paket		400.000,-
				2.700.000,-
TOTAL				7.454.400,-

Flowchart Sistem Penyerat



Flowchart Sistem Pemilah



Spesifikasi Reducer

JOYCE Worm Reducer : B series, tipe 60

HP and Torque Rating for single reduction Reducer tipe 60

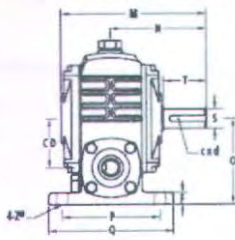
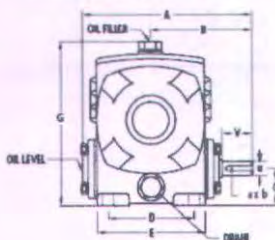
Size 60 | Single Reduction | 2-3/8 Inch Center Distance

Ratio	1800 RPM Input Speed			1200 RPM Input Speed			900 RPM Input Speed		
	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque	Input HP	Output HP	Output Torque
10	3.2	2.9	1014	2.69	2.39	1255	2.28	1.99	1396
15	2.39	2.08	1092	2.02	1.71	1345	1.72	1.42	1492
20	1.91	1.59	1116	1.62	1.31	1372	1.38	1.09	1521
25	1.47	1.16	1016	1.27	0.96	1265	1.1	0.81	1411
30	1.39	1.07	1126	1.19	0.88	1383	1.02	0.73	1532
40	1.11	0.8	1114	0.96	0.65	1368	0.83	0.54	1515
50	0.85	0.56	977	0.76	0.46	1215	0.67	0.39	1355
60	0.78	0.49	1027	0.68	0.4	1260	0.6	0.33	1396

Sizes 50 thru 500

B Series

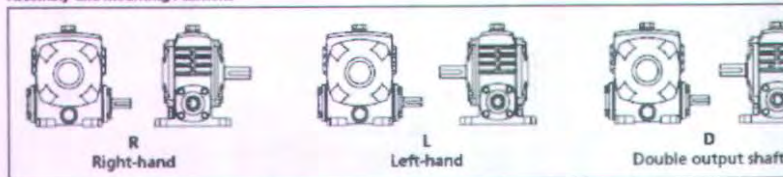
Worm Bottom | Single Reduction | Stock Ratios 5 thru 60



For Horsepower, Torque Capacity See Page
For Overhung Load Capacity See Page
For Lubrication Guide See Page
Motor Flanges Available (Please Contact Factory)

Dimensi reducer :

Assembly and Mounting Positions



Weight and Oil Capacity

Size	50	60	70	80	100	120	135	155	175	200	225	250	300	350	400	450	500
Oil - Pints	0.25	0.42	1.1	1.7	2.7	4.9	7.6	7.8	9.5	13.5	16	19	42	59	84.5	110	173.2
Weight - Lbs.	18	22	38	47	82	132	175	231	320	471	662	886	1,223	1,720	2426	2932	4801

Dimensions in inches | Stock Ratios 5 thru 60 | Other Standard Ratios Are Available

Size	CD	A	B	C	D	E	F	G	H	I	O	P	Q	Z	High Speed Shaft			Low Speed Shaft		
															U	V	W	S	T	CD
50	1.97	7.33	4.29	1.97	4.33	5.51	0.71	2.08	5.79	1.74	3.96	3.24	4.72	0.43	625	1.180	180 x 694	750	1.625	180 x 694
60	2.8	8.61	4.88	2.36	4.72	5.91	0.79	8.27	6.41	4.33	4.72	4.13	5.12	0.43	750	1.562	180 x 694	1.000	1.938	250 x 125
70	2.76	9.25	5.53	2.36	5.91	7.48	0.87	6.45	7.73	5.12	5.11	4.53	5.91	0.59	875	1.562	180 x 694	1.125	2.375	250 x 125
80	3.15	10.42	6.30	2.75	7.09	8.66	0.91	10.31	8.30	5.51	6.26	6.60	6.60	0.59	1.125	2.000	180 x 694	1.375	2.562	312 x 156
90	3.94	12.80	7.56	3.94	8.66	10.62	0.98	14.45	10.32	6.60	7.87	6.10	7.48	0.59	1.125	2.000	250 x 125	1.500	3.000	375 x 180
120	4.72	15.32	9.06	4.72	10.24	12.80	1.10	16.83	11.86	7.48	9.45	7.09	9.46	0.71	1.250	2.562	250 x 125	1.750	3.275	375 x 180
135	5.32	17.13	10.24	5.32	11.81	13.78	1.30	19.31	12.80	8.27	10.63	7.87	9.84	0.71	1.625	3.000	375 x 180	2.250	3.750	500 x 250
155	6.30	18.06	11.26	5.32	12.60	15.75	1.40	20.71	14.94	9.51	11.42	8.66	11.01	0.79	1.625	3.275	375 x 180	2.500	3.828	625 x 313
175	6.80	20.25	12.13	6.30	13.78	16.14	1.46	21.30	15.60	9.26	13.19	9.84	12.20	0.79	1.875	3.375	500 x 250	2.625	4.375	625 x 313
200	7.32	23.89	14.06	7.48	13.78	16.54	1.54	25.48	18.85	12.81	15.35	11.62	13.78	0.87	2.000	3.750	500 x 250	2.875	4.938	750 x 375
225	8.86	26.88	14.21	7.48	15.35	18.50	1.38	27.36	21.06	13.58	16.34	13.00	13.78	1.06	2.125	3.750	500 x 250	3.250	5.500	750 x 375
250	9.84	30.98	16.54	7.87	17.31	20.47	1.57	29.21	22.24	14.17	17.22	14.96	17.31	1.06	2.250	4.375	500 x 250	3.500	5.750	875 x 434
300	11.81	37.40	19.69	7.88	20.42	24.41	1.37	32.49	24.41	16.14	19.29	14.49	17.21	1.42	2.750	4.938	625 x 313	3.750	6.688	875 x 434
350	13.78	44.49	22.44	8.66	23.50	27.56	1.80	32.09	25.49	18.88	22.24	17.61	20.47	1.69	3.125	5.750	750 x 375	4.500	7.500	1.000 x 500
400	15.75	47.64	24.41	9.84	25.98	30.71	1.57	42.32	30.51	19.69	25.58	18.50	22.81	1.69	3.250	6.000	750 x 375	5.000	8.000	1.250 x 625
450	17.72	53.54	27.36	10.64	30.00	34.65	1.57	49.41	34.86	21.86	27.36	20.80	24.41	1.69	3.250	7.000	750 x 375	5.500	8.125	1.250 x 625
500	19.69	61.89	31.89	11.62	35.00	40.94	1.77	54.72	37.40	24.02	31.10	23.80	27.95	1.89	3.750	8.000	875 x 434	6.750	9.500	1.750 x 875

Spesifikasi Motor AC 2 HP Motovario AC Induction



814

AC Motor Ratings, 60Hz

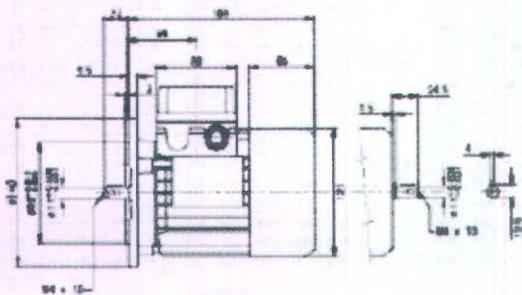
4 Poles

IEC Frame	Model	HP	KW	Voltage	RPM 50Hz	F.L. Amps 50Hz	% F.L. EFF. 50Hz	RPM 60Hz	F.L. Amps 60Hz	% F.L. EFF. 60Hz	Insulating Temp. 9-00
80	80A	0.18	0.12	230/400	1650	0.85	87.4	1650	0.82	86.6	1.8
80	80B	0.35	0.18	230/400	1650	1.10	86.8	1650	0.85	86.5	2.8
80	80C	0.50	0.22	230/400	1650	1.30	89.2	1700	0.81	82.8	2.8
71	71A	0.60	0.39	230/400	1700	1.18	77.2	1700	0.88	89.0	8.7
71	71B	0.80	0.57	230/400	1700	1.70	76.1	1700	0.85	88.8	5.8
71	71C	0.75	0.58	230/400	1650	0.80	88.9	1710	1.85	88.6	5.8
80	80A	0.75	0.58	230/400	1770	0.48	72.4	1740	1.38	73.2	7.4
80	80B	1.00	0.79	230/400	1700	3.1	77.8	1700	1.8	78.8	11
80	80C	1.20	0.89	230/400	1770	4.8	75.1	1750	2.2	78.1	11
90L	90L	1.8	1.1	230/400	1670	4.4	75.9	1720	2.8	78.7	11
90L	90L	2.0	1.5	230/400	1700	8.7	78.5	1720	3.1	77.5	18
90L	90L.1	3.0	1.94	230/400	1670	7.8	78.8	1700	4.1	78.7	28
100	100L.A	3.0	2.2	230/400	1770	8.8	75.8	1740	4.7	77.2	28
100	100L.B	4.0	3.0	230/400	1700	11.1	87.8	1740	6.0	88.1	41
112	112M	5.0	4	230/400	1700	14.7	87.8	1700	6.1	88.8	44
112	112MB	6.4	4.8	230/400	1770	17.8	82.3	1740	6.2	83.3	46
120L	120L	7.0	5.0	230/400	1740	20.0	86.7	1700	11.2	84.0	24
100L	100L	10	7.5	230/400	1740	27.4	84.8	1700	15.0	85.8	111
100L	100M	12	8.5	230/400	1700	33.4	82.8	1740	17.8	85.0	111

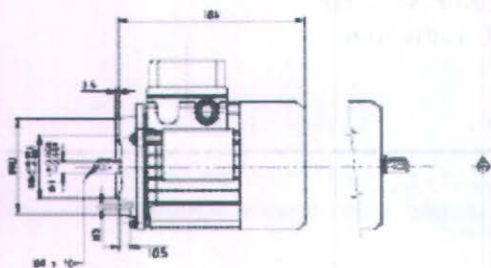
Motovario AC Motor Dimension

063 AC Motor Dimensions

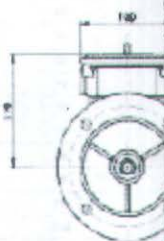
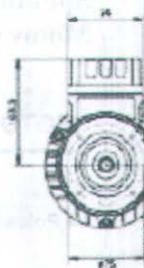
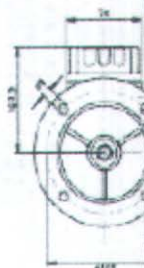
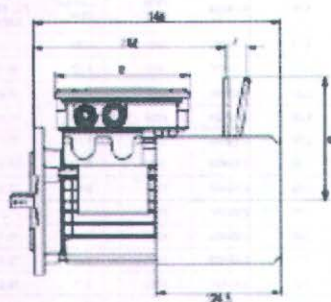
B5



B14



Brake Motor



Spesifikasi Motor AC 40 W ORIENTAL AC INDUCTION MOTOR V-Series

Induction Motors

40 W (1/19 HP)

Frame Size: □ 3.54 in. (□ 90 mm)



World K Series
(Gearhead Sold Separately)



V Series Combination Type
(Pre-assembled Gearmotor)

● V Series (Quiet Operation, High Strength, Long Life)



Model Combination Type	Lead Wire Type Dimension (4)	Terminal Box Type Dimension (5)	Output Power		Voltage	Frequency	Current	Starting Torque		Rated Torque		Rated Speed	Capacitor
			HP	W	VAC	Hz	A	oz-in	rad-m	oz-in	rad-m	r/min	μF
① VHS40A-□U	VHS40A-□U	VHS40A-□U	Single-Phase 110										
			Single-Phase 115										
② VHS40C-□E	VHS40C-□E	VHS40C-□E	Single-Phase 220										
			Single-Phase 230										
			Single-Phase 230										
			Single-Phase 230										
③ VHS40S-□	VHS40S-□	VHS40S-□	Three-Phase 200										
			Three-Phase 200										
			Three-Phase 220										
			Three-Phase 230										

① Contains a built-in thermal protector. If a motor overheats for any reason, the thermal protector is opened and the motor stops. When the motor temperature drops, the thermal protector closes and the motor restarts. Be sure to turn the motor off before inspecting.

② The "U" and "E" at the end of the model name indicate that the unit includes a capacitor. These two letters are not listed on the motor nameplate.

③ When the motor is approved under various safety standards, the model name on the nameplate is the approved model name. → Page G-11

④ Details of Safety Standard → Page G-2

⑤ Models above are provided as combination type with motor and gearhead pre-assembled.

⑥ Enter gear ratio in the box (□) within the model name.

⑦ The values in the table are for the motor only.

■ Gearmotor — Torque Table

● V Series (Quiet Operation, High Strength, Long Life)

◆ Single-Phase 115/230 VAC 60 Hz, Three-Phase 230 VAC 60 Hz

Unit - Upper values: B-in, Lower values: B-m

Model	Speed r/min	Gear Ratio											
		360	338	200	120	100	60	50	30	20	15	10	5
VHS40A-□U VHS40A-□U	10.5	12.3	18.5	30	37	59	70	118	177	220	260	260	260
VHS40C-□E VHS40C-□E	12	1.4	2.1	3.5	4.2	6.7	8	13.4	20.1	25.3	30	30	
VHS40S-□ VHS40S-□													

◆ Single-Phase 230 VAC 50 Hz

Unit - Upper values: B-in, Lower values: B-m

Model	Speed r/min	Gear Ratio										
		300	258	156	100	83	50	41	25	16	12.5	8.3
VHS40C-□E VHS40C-□E	12.3	14.1	21	36	45	68	82	137	200	250	260	260
	1.4	1.5	2.4	4.1	4.9	7.7	9.3	15.5	25.2	29.2	30	30

◆ Gearheads and decimal gearheads are sold separately. Decimal gearheads are not available for V Series.

◆ Enter the gear ratio in the box (□) within the model name. A colored background indicates gear shaft rotation in the same direction as the motor shaft; a white background indicates rotation in the opposite direction.

◆ The speed is calculated by dividing the motor's synchronous speed (50 Hz: 1500 r/min, 60 Hz: 1800 r/min) by the gear ratio. The actual speed is 2~20% less than the displayed value, depending on the size of the load.

Dimensi Motor

● V Series

◆ Lead Wire Type ④

VH540A-CU, VH540C-CIE, VH540S-CI

Weight: 8.8 lb. (4.0 kg) including gearhead

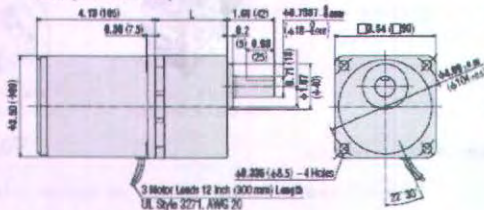
Motor Model: VH540A-GVH, VH540C-GVH, VH540S-GVH

Gearhead Model: GVH5G□

① A203A (GVH5G5-18)

A203B (GVH5G30-90)

A203C (GVH5G120-300)



GVH5G5-GVH5G18: L = 1.77 (45)
GVH5G30-GVH5G90: L = 2.29 (58)
GVH5G120-GVH5G300: L = 2.92 (74)

● Key and Key Slot (Scale 1/2)

(The key is provided with the gearhead)



◆ Terminal Box Type ③

VH540AT-CU, VH540CT-CIE, VH540ST-CI

Weight: 8.8 lb. (4.1 kg) including gearhead

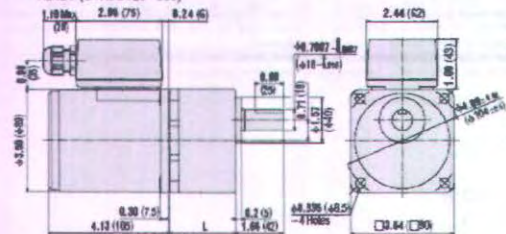
Motor Model: VH540AT-GVH, VH540CT-GVH, VH540ST-GVH

Gearhead Model: GVH5G□

① A212A (GVH5G5-18)

A212B (GVH5G30-90)

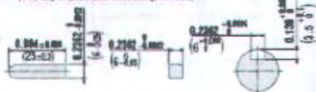
A212C (GVH5G120-300)



GVH5G5-GVH5G18: L = 1.77 (45)
GVH5G30-GVH5G90: L = 2.29 (58)
GVH5G120-GVH5G300: L = 2.92 (74)

● Key and Key Slot (Scale 1/2)

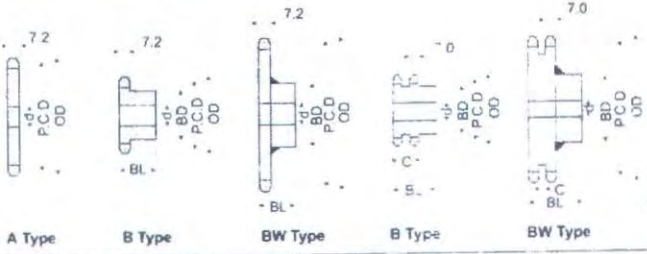
(The key is provided with the gearhead)



② Use cable (NCTF) with a diameter of 48.24 inch (1.23 mm) - 48.47 inch (1.23 mm).

③ Details of Terminal Box - Page A-224

NIKKEN Sprocket ANSI Chain no 60



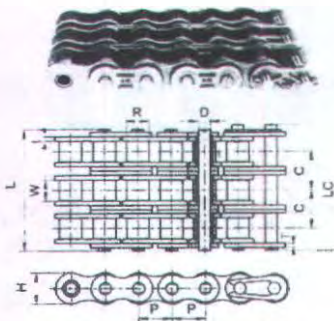
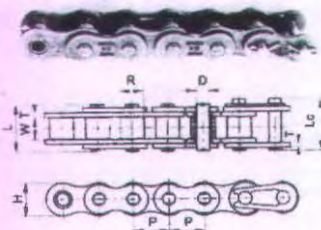
16
52
51
50
49
48
47
46
45
44
43
42
41
40
39
38
37
36
35

Pitch Circle Diameter (mm)	Pitch Diameter (mm)	Sprocket or Chain Dia. (mm)	Stock Bore (mm)	Type 'B' SINGLE STRAND					Material	Type 'B'		Type 'B' DOUBLE STRAND					Material		
				HUB		BORE		Wt. kg		D1	D2	HUB D1	HUB D2	BORE		Wt. kg			
				Min.	Max.	Min.	Max.							Min.	Max.				
36	33.19	21.25	8.5	* 24	22	10.5	10.5	0.06											
42	37.19	28.62	8.5	* 28	22	10.5	16	0.11											
46	41.19	33.15	9.5	* 32	22	11.5	18	0.14											
51	45.09	36.67	10.5	* 36	22	12.5	20	0.19	11.5	0.02	28	35	15	16	0.28				
55	49.11	41.12	10.5	* 40	22	12.5	22	0.22	12.5	0.05	30	35	15	16	0.30				
59	53.07	44.73	13.5	* 37	22	15.5	20	0.23	12.5	0.10	35	35	16	20	0.34				
63	57.07	49.12	13.5	42	22	15.5	25	0.28	15.5	0.15	43	35	15	25	0.47				
67	61.09	52.80	13.5	46	22	15.5	28	0.34	15.5	0.16	47	35	16	28	0.55				
71	65.11	57.15	13.5	50	22	15.5	30	0.40	15.5	0.18	50	35	16	30	0.65				
75	69.11	60.87	13.5	54	22	15.5	32	0.46	15.5	0.21	54	35	16	32	0.75				
80	73.12	65.19	13.5	57	22	15.5	35	0.51	15.5	0.23	57	35	16	38	0.85				
84	77.14	69.95	13.5	62	22	15.5	40	0.59	15.5	0.27	63	40	16	42	0.98				
88	81.16	73.24	14.5	67	25	16.5	45	0.76	16.5	0.31	68	40	16	45	1.30				
92	85.21	77.07	14.5	71	25	16.5	48	0.85	16.5	0.35	72	40	16	48	1.50				
96	89.24	81.29	14.5	75	25	16.5	51	0.95	16.5	0.38	76	40	16	51	1.60				
100	93.29	85.10	14.5	77	25	16.5	51	1.00	16.5	0.40	80	40	16	55	1.80				
104	97.31	89.35	14.5	83	25	16.5	42	0.88	16.5	0.45	84	40	20	57	2.00				
108	101.31	93.18	14.5	83	25	16.5	42	0.88	16.5	0.45	84	40	20	60	2.20				
112	105.36	97.41	14.5	83	25	16.5	42	0.86	16.5	0.50	92	40	20	60	2.30				
116	109.41	101.26	14.5	83	25	16.5	42	1.00	16.5	0.56	96	40	20	66	2.50				
120	113.42	105.48	14.5	83	25	16.5	42	1.00	16.5	0.60	96	40	20	66	2.65				
124	117.46	109.34	14.5	83	25	16.5	42	1.10	16.5	0.65	100	40	20	66	2.80				
128	121.51	113.55	14.5	83	25	16.5	42	1.20	16.5	0.70	100	50	25	66	2.95				
132	125.53	117.42	14.5	88	28	16.5	45	1.30	16.5	0.75	100	50	25	66	3.05				
137	129.53	121.62	14.5	88	28	16.5	45	1.30	16.5	0.75	100	50	25	66	3.08				
141	133.61	125.50	14.5	88	28	16.5	45	1.40	16.5	0.80	100	50	25	66	3.10				
145	137.64	129.69	14.5	88	28	16.5	45	1.40	16.5	0.85	100	50	25	66	3.30				
149	141.68	133.59	14.5	88	28	16.5	45	1.40	16.5	0.85	100	50	25	66	3.30				
153	145.72	137.77	16	68	28	18	45	1.60	18	1.00	100	50	25	66	3.50				
161	153.75	145.84	16	68	28	18	45	1.65	18	1.15	100	50	25	66	3.60				
165	157.81	149.75	16	68	28	18	45	1.65	18	1.15	100	50	25	66	3.60				
169	161.87	153.92	16	68	28	18	45	1.70	18	1.20	100	50	25	66	3.60				
173	165.91	157.97	16	73	32	18	48	2.00	18	1.20									
177	169.95	162.01	16	73	32	18	48	2.05	18	1.25	93	50	25	63	4.00				
181	173.99	166.04	16	72	32	18	48	2.10	18	1.30									
185	178.02	170.08	16	73	32	18	48	2.17	18	1.35									
189	182.05	174.12	16	73	32	18	48	2.25	18	1.40	93	50	25	63	4.60				
201	194.18	186.24	16	73	32	18	48	2.45	18	1.40	93	50	25	63	5.00				
205	198.22	190.28	16	73	32	18	48	2.51	18	1.73									
209	202.26	194.32	16	73	32	18	48	2.60	18	1.80	93	50	25	63	5.50				
214	206.30	198.36	16	73	32	18	48	2.65	18	1.82					00				
218	210.34	202.40	16	73	32	18	48	2.72	18	1.93					00				
224	214.38	206.44	16	73	32	18	48	2.80	18	1.98									
228	218.42	210.48	16	72	32	18	48	2.90	18	2.00	93	50	25	63	5.80				
250	242.66	234.72	16	73	32	18	48	3.40	18	2.60	93	50	25	63	6.70				
270	262.87	254.93	16	83	32	18	55	4.10	18	3.00	93	50	25	63	10.20				
290	283.07	275.13	16	83	32	18	55	4.57	18	3.50	93	50	25	63	11.50				
299	291.16	283.22	20	83	32	22	55	4.80	22	3.70									
311	303.26	295.31	20	83	32	22	55	5.10	22	4.00									
331	323.49	315.33	20	88	35	22	60	5.90	22	4.60									
351	343.69	335.75	20	88	35	22	60	6.50	22	5.20									
371	363.90	355.96	20	88	35	22	60	7.15	22	5.80									

1) Heat-treated low alloy steel, hardening.
 2) Plain carbon low alloy. S45C body machined or S45C with and S541 welded, with both hardening.
 3) Hole key groove and face hole can be machined upon request.
 4) Sprockets may be manufactured in stainless steel upon request.
 5) Sprocket marked with * has a groove at the external circumference of boss. See Groove Dimension table above.
 6) Where diameter of O.D. hole of B-type (double strand) sprocket is minimum shaft hole diameter minus 2mm.

NIKKEN ANSI Roller Chain

STANDARD ROLLER CHAINS



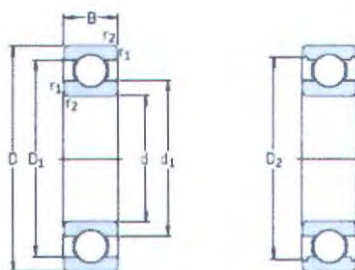
NIKKEN Chain No. (ANSI)	PITCH P		Roller Diameter		Width		Pin		Link Plate		Transverse Pitch C (mm)	Average Tensile Strength (kg)	Approx. Weight (kg/m)	Links per 10 ft
	(mm)	(inch)	R (mm)	W (mm)	Diameter	Length	Height	Thickness						
					D (mm)	L (mm)	Lc (mm)	H (mm)	T (mm)					
* 25 - 1						7.90	8.40					500	0.15	
* 25 - 2	6.35	1/4	3.30	3.20	2.30	14.50	15.00	5.8	0.75	6.40	1000	0.28	480	
* 25 - 3						21.00	21.50				1500	0.44		
* 35 - 1						12.40	13.17				—	1200	0.33	
* 35 - 2	9.525	3/8	5.06	4.80	3.56	22.50	23.30	6.8	1.25	10.13	2400	0.33	320	
* 35 - 3						32.70	33.50				3000	1.05		
41 ✓	12.70	1/2	7.77	6.35	3.56	13.75	15.00	9.7	1.27	—	1200	0.41	240	
40 - 1						16.60	17.80				—	1080	0.62	
40 - 2	12.70	1/2	7.94	7.95	3.96	31.00	32.20	12.0	1.50	14.38	3225	1.12	240	
40 - 3						45.10	46.60				—	5880	1.90	
50 - 1						20.70	22.20				—	3250	1.62	
50 - 2	15.875	5/8	10.16	9.53	5.08	38.90	40.40	15.6	2.00	18.11	8500	2.00	192	
50 - 3						57.00	58.50				9750	3.09		
60 - 1						25.90	27.70				—	4400	1.50	
60 - 2	19.05	3/4	11.91	12.70	5.95	46.80	50.50	17.8	2.40	22.78	8800	2.82	160	
60 - 3						71.50	73.30				13200	4.54		
80 - 1						32.70	35.00				—	8000	2.60	
80 - 2	25.40	1	15.88	15.88	7.93	62.70	64.30	23.4	3.20	29.29	18000	5.15	120	
80 - 3						91.70	93.60				24000	7.89		
100 - 1						40.40	44.70				—	12000	3.91	
100 - 2	31.75	1-1/4	19.05	19.05	9.53	76.40	80.50	29.3	4.00	35.76	24000	7.80	96	
100 - 3						112.20	118.30				36000	11.77		
120 - 1						50.30	54.30				—	17000	5.62	
120 - 2	38.10	1-1/2	22.23	25.40	11.10	95.80	99.70	35.1	4.80	45.44	34000	11.70	80	
120 - 3						141.40	145.20				51000	17.53		
140 - 1						54.40	58.00				—	22000	7.50	
140 - 2	44.45	1-3/4	25.40	25.40	12.70	103.30	107.90	40.9	5.60	43.87	44000	18.14	68	
140 - 3						152.20	155.80				66000	22.20		
160 - 1						64.80	69.80				—	28000	10.10	
160 - 2	50.80	2	28.58	31.75	14.20	123.30	128.50	46.7	6.40	58.55	55000	30.14	60	
160 - 3						181.80	186.00				84000	30.02		
200 - 1						80.30	87.20				—	48000	16.15	
200 - 2	63.50	2-1/2	39.69	38.10	19.84	151.90	158.80	59.5	8.00	71.55	92000	32.34	48	
200 - 3						223.50	230.40				138000	48.63		
240 - 1						95.50	103.00				—	69000	23.20	
240 - 2	76.20	3	47.60	47.63	23.80	183.40	190.80	71.4	9.50	87.83	138000	48.23	40	
240 - 3						271.30	278.60				207000	71.80		

* Rollerless

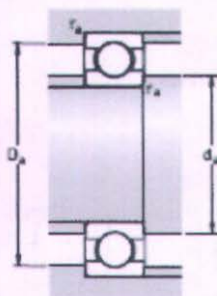
mpiran bearing SKF
ep groove ball bearing



Single row deep groove ball bearings
d 12 - 22 mm



Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit P_0	Speed ratings		Mass kg	Designation	
d	D	C	C_0		Reference speed	Limiting speed			
mm		kN		kN	r/min			-	
12	21	5	1.43	0.67	0.028	70 000	43 000	0.0063	61801
	24	6	2.25	0.98	0.043	67 000	40 000	0.011	61901
	28	8	3.4	2.36	0.10	60 000	38 000	0.022	*6001
	30	8	5.07	2.36	0.10	56 000	34 000	0.023	16101
	32	10	7.28	3.1	0.132	50 000	32 000	0.037	*6201
37	12	10.1	4.15	0.176	45 000	28 000	0.060	*6301	
15	24	5	1.56	0.8	0.036	60 000	38 000	0.0074	61802
	28	7	4.36	2.24	0.095	56 000	34 000	0.016	61902
	32	8	5.85	2.85	0.12	50 000	32 000	0.025	*16002
	32	9	5.85	2.85	0.12	50 000	32 000	0.030	*6002
	35	11	8.06	3.75	0.16	43 000	28 000	0.045	*6202
42	13	11.9	5.4	0.228	38 000	24 000	0.082	*6302	
17	26	5	1.68	0.93	0.039	56 000	34 000	0.0082	61803
	30	7	4.62	2.55	0.108	50 000	32 000	0.018	61903
	35	8	6.37	3.25	0.137	45 000	28 000	0.032	*16003
	35	10	6.37	3.25	0.137	45 000	28 000	0.039	*6003
40	9	5.56	4.75	0.2	38 000	24 000	0.048	98200	
	12	9.95	4.75	0.2	38 000	24 000	0.065	*6203	
	12	11.4	5.4	0.228	38 000	24 000	0.064	6203 ETN9	
	14	14.3	6.55	0.275	34 000	22 000	0.12	*6303	
	17	22.9	10.8	0.456	28 000	18 000	0.27	6403	
20	32	7	4.03	2.32	0.104	45 000	28 000	0.018	61804
	37	9	6.37	3.65	0.156	43 000	28 000	0.038	61904
	42	8	7.28	4.05	0.173	38 000	24 000	0.050	*16004
	42	9	7.93	4.5	0.19	38 000	24 000	0.051	98204 Y
	42	12	9.95	5	0.232	38 000	24 000	0.069	*6004
47	14	13.5	6.55	0.28	32 000	20 000	0.11	*6204	
	14	15.6	7.65	0.325	32 000	20 000	0.096	6204 ETN9	
	15	16.8	7.8	0.335	30 000	19 000	0.14	*6304	
	15	18.2	9	0.38	30 000	19 000	0.14	6304 ETN9	
	17	30.7	15	0.64	24 000	15 000	0.40	6404	
22	50	14	14	7.65	0.325	30 000	19 000	0.12	62/22
	56	16	18.6	9.3	0.39	28 000	18 000	0.18	63/22

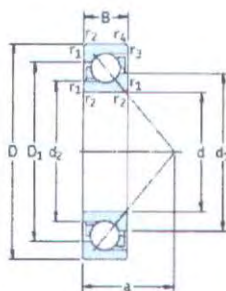


Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors		
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} mm	d _a mm	D _a max	r _a max	k	l ₀	
mm										
12	15	18.2	-	0.3	14	19	0.3	0.015	9.7	
	15.5	20.6	21.4	0.3	14	22	0.3	0.02	9.7	
	17	23.2	24.8	0.3	14	26	0.3	0.025	13	
	16.7	23.4	24.8	0.3	14.4	27.6	0.3	0.025	13	
	18.5	25.7	27.4	0.6	16.2	27.8	0.6	0.025	12	
	19.5	29.5	31.5	1	17.6	31.4	1	0.03	11	
15	17.9	21.1	-	0.3	17	22	0.3	0.015	10	
	18.4	24.7	25.8	0.3	17	26	0.3	0.02	14	
	20.2	27	28.2	0.3	17	30	0.3	0.02	14	
	20.5	26.7	28.2	0.3	17	30	0.3	0.025	14	
	21.7	29	30.4	0.6	19.2	30.8	0.6	0.025	13	
	23.7	33.7	36.3	1	20.6	36.4	1	0.03	12	
	17	20.2	23.2	-	0.3	19	24	0.3	0.015	10
20.4		26.7	27.8	0.3	19	28	0.3	0.02	15	
22.7		29.5	31.2	0.3	19	33	0.3	0.02	14	
23		29.2	31.4	0.3	19	33	0.3	0.025	14	
24.5		32.7	-	0.6	21.2	35.8	0.6	0.025	13	
24.5		32.7	35	0.6	21.2	35.8	0.6	0.025	13	
23.9		33.5	-	0.6	21.2	35.8	0.6	0.03	12	
26.5		37.4	39.7	1	22.6	41.4	1	0.03	12	
32.4		46.6	-	1.1	23.5	55.5	1	0.035	11	
20		24	28.3	-	0.3	22	30	0.3	0.015	15
	25.6	31.4	32.8	0.3	22	35	0.3	0.02	15	
	27.3	34.6	-	0.3	22	40	0.3	0.02	15	
	27.4	36	36.2	0.6	23.2	38.8	0.6	0.025	14	
	27.2	34.8	37.2	0.6	23.2	38.8	0.6	0.025	14	
	28.8	38.5	40.6	1	25.6	41.4	1	0.025	13	
	28.2	39.6	-	1	25.6	41.4	1	0.025	12	
	30.4	41.6	44.8	1.1	27	45	1	0.03	12	
	30.2	42.6	-	1.1	27	45	1	0.03	12	
	37.1	54.8	-	1.1	29	63	1	0.035	11	
	22	32.2	41.8	44	1	27.6	44.4	1	0.025	14
		32.9	45.3	-	1.1	29	47	1	0.03	12

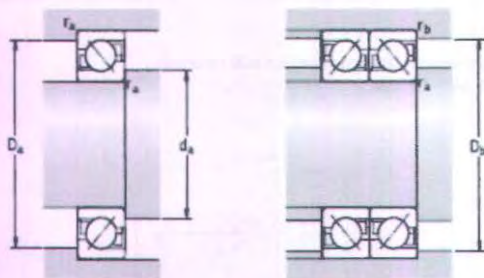
Single row ball bearing



Single row angular contact ball bearings
d 10 - 25 mm



Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designations ¹⁾	Basic design bearing
D	B	C	C_0		Reference speed	Limiting speed			
		kN		kN	r/min	kg	-		
30	9	7.02	3.35	0.14	30 000	30 000	0.030	7200 BECBP	7200 BEP
32	10	7.61	3.8	0.16	26 000	26 000	0.036	7201 BECBP	7201 BEP
37	12	10.6	5	0.208	24 000	24 000	0.063	-	7301 BEP
35	11	9.5	5.1	0.216	26 000	26 000	0.045	* 7202 BECBP	-
35	11	8.84	4.8	0.204	24 000	24 000	0.045	-	7202 BEP
42	13	13	6.7	0.28	20 000	20 000	0.091	7302 BECBP	7302 BEP
40	12	11	5.85	0.25	22 000	22 000	0.064	* 7203 BECBP	-
40	12	10.4	5.5	0.236	20 000	20 000	0.064	-	7203 BEP
40	12	11.1	6.1	0.26	20 000	20 000	0.064	-	7203 BEY
40	12	11	5.85	0.25	22 000	22 000	0.070	* 7203 BECBM	-
47	14	15.9	8.3	0.355	19 000	19 000	0.11	7303 BECBP	7303 BEP
47	14	14.3	8.15	0.345	19 000	19 000	0.11	* 7204 BECBP	-
47	14	13.3	7.65	0.325	18 000	18 000	0.11	-	7204 BEP
47	14	14	8.3	0.355	18 000	18 000	0.11	7204 BECBY	-
47	14	13.3	7.65	0.325	18 000	19 000	0.11	7204 BECBM	-
52	15	19	10	0.425	18 000	18 000	0.14	* 7304 BECBP	-
52	15	17.4	9.5	0.4	16 000	16 000	0.14	-	7304 BEP
52	15	19	10.4	0.44	16 000	16 000	0.15	7304 BECBY	7304 BEY
52	15	19	10	0.425	18 000	18 000	0.15	* 7304 BECBM	-
52	15	15.6	10	0.43	17 000	17 000	0.13	* 7205 BECBP	-
52	15	14.8	9.3	0.4	15 000	15 000	0.13	-	7205 BEP
52	15	15.6	10.2	0.43	15 000	15 000	0.13	7205 BECBY	7205 BEY
52	15	15.6	10	0.43	17 000	17 000	0.14	* 7205 BECBM	-
62	17	26.5	15.3	0.655	15 000	15 000	0.23	* 7305 BECBP	-
62	17	24.2	14	0.6	14 000	14 000	0.23	-	7305 BEP
62	17	26	15.6	0.655	14 000	14 000	0.24	7305 BECBY	7305 BEY
62	17	26.5	15.3	0.655	15 000	15 000	0.24	* 7305 BECBM	-



Dimensions

Abutment and fillet dimensions

d	d ₁	d ₂	D ₁	r _{1,2} mm	r _{1,4} mm	a	d _a min	D _a max	D _b max	r _a max	r _b max
mm	-	-	-	-	-	-	mm	-	-	-	-
10	18,3	14,6	22,9	0,6	0,3	13	14,2	25,8	27,6	0,6	0,3
12	20,2 21,8	16,6 17	25 28,3	0,6 1	0,3 0,6	14,4 16,3	16,2 17,6	27,8 31,4	29,6 32,8	0,6 1	0,3 0,6
15	22,7 22,7 26	19 19 20,7	27,8 27,8 32,6	0,6 0,6 1	0,3 0,3 0,6	16 16 18,6	19,2 19,2 20,6	30,8 30,8 36,4	32,6 32,6 37,8	0,6 0,6 1	0,3 0,6 0,6
17	26,3 26,3 26,3 26,3 28,7	21,7 21,7 21,7 21,7 22,8	31,2 31,2 31,2 31,2 36,2	0,6 0,6 0,6 0,6 1	0,6 0,6 0,6 0,6 0,6	18 18 18 18 20,4	21,2 21,2 21,2 21,2 22,6	35,8 35,8 35,8 35,8 41,4	35,8 35,8 35,8 35,8 42,8	0,6 0,6 0,6 0,6 1	0,6 0,6 0,6 0,6 0,6
20	30,8 30,8 30,8 30,8	25,9 25,9 25,9 25,9	36,5 36,5 36,5 36,5	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6	21 21 21 21	25,6 25,6 25,6 25,6	41,4 41,4 41,4 41,4	42,8 42,8 42,8 42,8	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6
	33,3 33,3 33,3 33,3	26,8 26,8 26,8 26,8	40,4 40,4 40,4 40,4	1,1 1,1 1,1 1,1	0,6 0,6 0,6 0,6	22,8 22,8 22,8 22,8	27 27 27 27	45 45 45 45	47,8 47,8 47,8 47,8	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6
25	36,1 36,1 36,1 36,1	30,9 30,9 30,9 30,9	41,5 41,5 41,5 41,5	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6	23,7 23,7 23,7 23,7	30,6 30,6 30,6 30,6	46,4 46,4 46,4 46,4	47,8 47,8 47,8 47,8	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6
	39,8 39,8 39,8 39,8	32,4 32,4 32,4 32,4	48,1 48,1 48,1 48,1	1,1 1,1 1,1 1,1	0,6 0,6 0,6 0,6	26,8 26,8 26,8 26,8	32 32 32 32	55 55 55 55	57,8 57,8 57,8 57,8	1 1 1 1	0,6 0,6 0,6 0,6

CHINA MS MOTORS Co.

Flexible Coupling, BF-2 Series

※ BF, BF1, BF2, DD, DD1, DT SERIES COUPLING



BF SERIES (The middle part is four segments of polyurethane)



BF1 SERIES (The middle part is six segments of polyurethane)



BF2 SERIES (The middle part is eight segments of polyurethane)



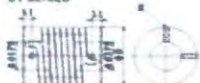
DD SERIES



DD1 SERIES



DT SERIES



➤ Mechanical Characteristics

Series	Dimensions					
	d1	d2	D	L	L1	M
BF	5	5	25	34	5.6	M3
	6	6	25	34	5.5	M3
	8	8	25	34	5.5	M3
	10	10	30	42	6.5	M3
	12	12	30	42	6.5	M3
DD	15	15	30	42	6.5	M3
	4	4	32	29	3.5	M4
	6	6	32	29	3.5	M4
	8	8	32	32	3.5	M4
	10	10	32	32	3.5	M4

Series	Dimensions					
	d1	d2	D	L	L1	M
BF1	15	15	40	66	10	M5
	18	18	55	78	10.5	M8
BF2	25	25	65	90	13	M8
	12	12	34	33	3.5	M4
DD1	15	15	42	40	4	M4
	5	5	28	46	3.5	M4
DT	6	6	28	46	3.5	M4
	8	8	28	46	3.5	M4
	10	10	28	46	3.5	M4
	12	12	28	46	3.5	M4
	12	12	28	46	3.5	M4

➤ Technical Characteristics

Series	Characteristics	Specified torque	Max. torque	Eccentric error	Eccentric angle	Max. speed	Revolve
BF Series		1.5N.m	3N.m	± 0.2mm	≤ 1.0°	6500min ⁻¹	Synchronous revolve
BF1 Series		4N.m	8N.m	± 0.2mm	≤ 1.0°	5100min ⁻¹	Synchronous revolve
BF2 Series(D=55)		5N.m	10N.m	± 0.2mm	≤ 1.0°	3800min ⁻¹	Synchronous revolve
BF2 Series(D=65)		16N.m	30N.m	± 0.2mm	≤ 1.0°	3000min ⁻¹	Synchronous revolve
DD Series		5.5N.m	11N.m	± 0.2mm	≤ 1.5°	12000min ⁻¹	Synchronous revolve
DD1 Series		5N.m	10N.m	± 0.2mm	≤ 1.5°	11000min ⁻¹	Synchronous revolve
DT Series		1N.m	2N.m	± 0.5mm	≤ 0.5°	8000min ⁻¹	Synchronous revolve

➤ Ordering code DT-10 × 18-D25L34



Series	Part	Material	Surface treatment	Accessory
BF	Main part	Hard aluminium alloy		
BF1	Middle part	Polyurethane	Oxidize treatment on request	Hexagon socket head cap screws
BF2	Middle part	Polyurethane	Oxidize treatment on request	Hexagon socket head cap screws
DD	Main part	Hard aluminium alloy		
DD1	Connector	Elastic stainless steel flake	Oxidize treatment on request	Hexagon socket set screws with cap point
DT	Main part	Hard aluminium alloy		
DT	Connector	Elastic stainless steel spring	Oxidize treatment on request	Hexagon socket set screws with cap point

RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan pada tanggal 17 Desember 1984 di Palembang dan mulai mengenyam pendidikan di SD YKPP Plaju (1990 – 1996), kemudian masuk SLTP Negeri 22 Surabaya (1996 – 1999), dan masuk SMU Negeri I Cirebon (1999 – 2002). Pada tahun 2003, penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin-FTI ITS dengan NRP 2103 109 016. Di Jurusan Teknik Mesin

penulis memilih Bidang Studi Desain. Penulis memiliki hobi renang, otomotif, counter strike dan travelling. Selain itu penulis juga aktif dalam kegiatan kemahasiswaan. Penulis tergabung dalam sebuah klub di Teknik Mesin yaitu Mesin ITS Autosport, serta terjun aktif dalam event-event yang diselenggarakan oleh Himpunan Mahasiswa Mesin maupun pada event-event otomotif diluar kampus.