

TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN MESIN MULTIFUNGSI PENGOLAH HASIL PASCA PANEN JAGUNG

FENNY FEBRINA NURLITA SARI
NRP 0211134000032

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN MESIN MULTIFUNGSI PENGOLAH HASIL PASCA PANEN JAGUNG

FENNY FEBRINA NURLITA SARI

NRP 0211144000032

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM 141585

MACHINE DESIGN MULTIFUNCTION FORPOST-HARVESTING CORN

FENNY FEBRINA NURLITA SARI

NRP 02111440000032

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2020

PERANCANGAN MESIN MULTIFUNGSI PENGOLAH HASIL PASCA PANEN JAGUNG

TUGAS AKHIR

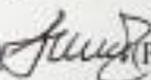
Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Fenny Febrina Nurlita Sari

NRP. 0211134000032

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.Ph.D.  (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D.  (Penguji I)
NIP. 198202102006041002
3. Agus Sigit Pramono, Ir. Dr. DEA  (Penguji II)
NIP. 196508101991021001
4. Ir. Yusuf Kaelani M.Sc.E  (Penguji III)
NIP. 196511031990021001

SURABAYA

JANUARI, 2020

ABSTRAK

Nama Mahasiswa : Fenny Febrina Nurlita Sari
NRP : 0211134000032
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Desen Pembimbing : I Nyoman Sutantra, Ir.M.Sc.,
PhD.,Prof

PERANCANGAN MESIN MULTIFUNGSI PENGOLAH HASIL PASCA PANEN UNTUK JAGUNG

Jagung merupakan hasil pertanian kedua terbesar setelah beras di Indonesia. Salah satu daerah yang memiliki hasil tani berupa jagung adalah Desa Sumberkedawung, Probolinggo. Umumnya, jagung yang ditanam merupakan jenis jagung burdek karena dianggap bagus untuk dijadikan beras jagung. beras jagung merupakan makanan khas daerah Probolinggo. Rata-rata petani jagung disana mampu menghasilkan 250 kg setiap musim panen. Sebagian dari hasil panen akan disimpan dan sisanya diselep untuk dijual ke pasar. Selain itu, penduduk di Desa Sumberkedawung memiliki usaha selain bertani yaitu beternak. Hewan ternak yang biasa dipelihara adalah ayam, sapi, dan kambing. Cara pengolahan hasil panen jagung para petani disana masih *primitive* dengan cara memipil secara manual lalu diselep . Limbah dari pengolahan jagung tersebut berupa bonggol jagung, kurang dimanfaatkan. Umumnya, bonggol akan dibuang begitu saja atau ditampung oleh penjual ikan asap untuk dijadikan bahan bakar. Berdasarkan hal tersebut, sangat disayangkan jika pengolahan hasil panen jagung tidak dioptimalkan mengingat hampir seluruh bagian dari jagung dapat dimanfaatkan.

Perancangan mesin multifungsi ini dilakukan untuk membantu petani di daerah tersebut agar mampu mengolah hasil panen jagung dengan optimal. Mesin yang dirancang memiliki dua fungsi yang digabungkan, yaitu memipil jagung dan

menghancurkan bonggol. Perancangan diawali dengan pengujian kondisi jagung yang tepat untuk dipipil. Kemudian, mencari besar gaya pipilan dan gaya potong bonggol. Berdasarkan hasil pengujian tersebut, dirancang mesin multifungsi tersebut. Setelah itu, barulah dirancang sesuai dengan prinsip ergonomi dengan mempertimbangkan kenyamanan dan keamanan operator saat melakukan proses pengolahan.

Hasil yang didapatkan dari perancangan tersebut adalah daya motor penggerak sebesar 5,5 hp dengan dimensi keseluruhan mesin 74 x 52.4 x 120 cm. Mesin memiliki tiga poros, yaitu poros pada motor, pemipil, dan pemotong bonggol. Selain itu, mesin memiliki tiga *pulley* untuk menyalurkan daya dari motor, yaitu *double-pulley* pada motor, *single-pulley* pada pemipil dan pemotong bonggol. Kemudian, hasil perhitungan ergonomi dari perancangan ini sebesar 3 yang berarti mesin cukup baik untuk digunakan dalam jangka waktu lama. Namun, masih dapat dilakukan inspeksi ulang agar menjadi mesin yang lebih baik lagi.

Kata kunci: jagung, multifungsi, ergonomi

ABSTRACT

Nama Mahasiswa : Fenny Febrina Nurlita Sari
NRP : 0211134000032
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Desen Pembimbing : I Nyoman Sutantra, Ir.M.Sc.,
PhD.,Prof

MACHINE DESIGN MULTIFUNCTION FOR POST- HARVESTING CORN

Corn is the second biggest agricultural product after the rice in Indonesia. One of the region which has agricultural output in the form of corn is Desa Sumberkedawung, Probolinggo. Generally, the type of corn planted is *burdek* because it is considered good for corn rice. Corn rice is a typical food of the Probolinggo region. The average corn farmer is able to produce 250 kg each harvest season. A portion of the harvest will be saved and the other will be sold to the market. In addition, residents in Desa Sumberkedawung have a business other than farming, namely raising livestock. Livestock that are usually raised are chickens, cows, and goats. The farmers proceed the corn harvest still primitively, by manually shredding then maized. The waste from the processing corn in the form of corncobs, is underutilized. Generally, tubers will be thrown away or accommodated by some fish sellers to be used as fuel. Based on this, it is very unfortunate if the processing of corn yields is not optimized considering almost all parts of corn can be utilized.

The design of this multifunctional machine is done to help farmers in the area to be able to process corn harvests optimally. The machine was designed to have two function combined, namely shredding corn and cobs of cob. The design begins with testing the proper condition of corn for manually shredding. Then, look for the great shell style and gouge cut style.

Based on the results of the test, the multifunctional machine was designed. After that, it is designed according to the principle of ergonomics by considering operator comfort and safety when processing.

The results obtained from the design are a motor power of 5.5 hp with overall dimensions of the machine 74 x 52.4 x 120 cm. the machine has three shafts, which are the shaft on the motor, the sheller, and the cob. In addition, the machine has three pulleys to deliver power from the motor, namely double-pulley on the motor, single-pulley on the sheller and cob. Then, the ergonomics calculation result from this design is 3, It's means that the machine is good for longtime uses. But, the machine still can be inspected for more better feature.

Keywords : corn, multifunction, ergonomic

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang telah memberikan kenikmatan tak ternilai kepada penulis, sehingga tugas akhir dengan judul “Perancangan Mesin Multifungsi Pengolah Hasil Pasca Panen Jagung” dapat terselesaikan. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S1 di jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa, ITS.

Penulis juga mengucapkan terimakasih kepada pihak yang telah banyak membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra MSc., Ph.D selaku dosen pembimbing yang selalu sabar dalam memberikan masukan dan saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
2. Bapak Affandi dan Ibu Hidayati selaku orangtua yang selalu memberikan semangat dan keyakinan yang kuat untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng,Sc., Ph.D selaku ketua Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
4. Alief Wikarta , ST, MSc.Eng, PhD.. selaku dosen wali saya terimakasih atas saran-saran yang telah diberikan.
5. Seluruh civitas akademika Jurusan Teknik Mesin yang telah ramah kepada saya selama menempuh pendidikan di kampus yang tercinta.
6. Teman seperjuangan saya di laboratorium Otomotif.
7. Uceng dan cas yang selalu ada untuk menghibur saya
8. M. Isya Alfian yang selalu membantu saya dalam segala hal.

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	v
ABSTRAC.....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
.DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	14
1.1 Latar belakang.....	14
1.2 Rumusan masalah.....	16
1.3 Batasan Masalah.....	16
1.4 Tujuan.....	17
1.5 Manfaat.....	17
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	19
2.1 Penelitian Terdahulu.....	19
2.2 Dasar Teori.....	24
2.2.1 Mesin Multifungsi Pengolah Hasil Pasca Panen untuk Jagung.....	24
2.2.2 Mekanisme Mesin.....	24
2.2.3 Transmisi.....	28
2.2.4 Komponen Utama Mesin.....	38
2.2.5 Penerapan Prinsip Ergonomi.....	24

BAB 3 METODOLOGI.....	30
3.1 Tahapan Pengerjaan.....	30
3.2 Studi Literature.....	31
3.3 Pengumpulan Data.....	31
3.4 Rancangan Awal.....	36
3.5 Perhitungan Kebutuhan Pisau Pemotong.....	42
3.6 Perancangan Transmisi.....	43
3.7 Perancangan Rangka Mesin.....	44
3.8 Penyusunan Laporan.....	47
BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISA.....	49
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	109
Daftar Pustaka.....	111

.DAFTAR TABEL

Tabel 2-1 Tabel Koreksi Transmisi Sabuk V.....	29
Tabel 2-2 Momen Inersia pada Balok.....	21
Tabel 2-3 Momen Inersia Pada Batang.....	23
Tabel 2-4 Hasil Keceragaman Data Anthropolometri.....	28
Tabel 2-5 Hasil Perhitungan Persenti/nilai keyakinan 90%.....	28
Tabel 4-1 Data hasil pengukuran dimensi jagung dan bonggol..	49
Tabel 4-2 Data penyusutan bobot pada jagung.....	50
Tabel 4-3 Hasil dari pengambilan data pemipilan manual.....	51
Tabel 4-4 Hasil dari pengambilan data pemotong bonggol.....	53
Tabel 4-5 Nilai tegangan geser pada bonggol.....	58
Tabel 4-6 Data katalog motor penggerak yang akan digunakan..	60
Tabel 4-7 Spesifikasi V-belt dan Pulley.....	63
Tabel 4-8 Tipe bearing yang digunakan pada perancangan.....	82
Tabel 4-9 Kesimpulan dari umur keempat bearing yang direncanakan.....	84
Tabel 4-10 Kesimpulan dimensi pasak pada setiap komponen dalam satuan mm.....	86
Tabel 4-11 Data tegangan geser dan tarik yang terjadi pada rangka dalam satuan Psi (Pound per square inc).....	103
Tabel 4-12 Data gaya yang bekerja pada batang rangka dengan gaya kritis dalam satuan N.....	104
Tabel 4-13 Nilai ergonomi pada <i>grade A</i>	105

Tabel 4-14 Nilai ergonomi <i>grade B</i>	106
Tabel 4-15 Hasil akhir nilai ergonomi.....	107

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2-1 Mesin pengupas kombinasi pemipil milik Agrowindo.....	19
Gambar 2-2 Mesin pemipil mini milik Agrowindo.....	20
Gambar 2-3 Rancangan CAD Pemipil Jagung.....	20
Gambar 2-4 (a) <i>Design</i> pisau dan (b) <i>Design</i> peletakan pisau....	23
Gambar 2-5 Proses masuk dan keluarnya jagung pada mesin yang telah ada.....	25
Gambar 2-6 <i>Free Body Diagram</i> pada saat terjadi pemipilan....	26
Gambar 2-7 <i>Free Body Diagram</i> dari hasil rancangan pemipil....	26
Gambar 2-8 Proses masuk dan keluarnya bonggol.....	27
Gambar 2-9 <i>Free Body Diagram</i> saat pemotongan bonggol.....	28
Gambar 2-10 Penampang sabuk V.....	29
Gambar 2-11 Skema hubungan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	31
Gambar 2-12 Ilustrasi Gaya-gaya pada Pasak.....	35
Gambar 2-13 Bentuk Nyata <i>Ball Bearing</i>	36
Gambar 2-14 Ilustrasi bentuk silinder pemipil.....	39
Gambar 2-15 Pisau pemotong bonggol.....	40
Gambar 2-16 Profil L.....	20
Gambar 2-17 Posisi Tubuh Duduk Menghadap samping.....	26
Gambar 2-18 Posisi Duduk dengan Tangan Lurus Kedepan.....	27
Gambar 3-1 Flowchart Tahapan Pengerjaan Perancangan Mesin.....	30
Gambar 3-2 Pengujian untuk mencari gaya pipil jagung.....	33

Gambar 3-3 (a) Hasil pemipilan pada jagung 1 dan 2. (b) Hasil pemipilan pada jagung 3 hingga 5.....	33
Gambar 3-4 Ilustrasi eksperimen kedua untuk mencari gaya potong pada bonggol.....	34
Gambar 3-5 <i>Flowchart</i> pengujian.....	35
Gambar 3-6 <i>Flowchart</i> perancangan.....	36
Gambar 3-7 FBD dari referensi mesin pemipil jagung berkapasitas besar.....	37
Gambar 3-8 FBD mesin pemipil yang berkapasitas rendah.....	38
Gambar 3-9 FBD mesin yang direncanakan.....	39
Gambar 3-10 Gambar pisau pada mesin penghancur bonggol...	40
Gambar 3-11 Sket mesin multifungsi pengolah jagung.....	41
Gambar 3-12 Diagram alir perhitungan kebutuhan pisau pemotong bonggol.....	42
Gambar 3-13 <i>Flowchart</i> perhitungan perancangan transmisi.....	43
Gambar 3-14 Rancangan rangka mesin.....	45
Gambar 3-15 Diagram alir perhitungan rangka mesin.....	46
Gambar 4-1 FBD pada saat pengambilan data pemipilan.....	51
Gambar 4-2 FBD pemotongan bonggol.....	52
Gambar 4-3 Ilustrasi pengambilan data untuk pemotong bonggol.....	52
Gambar 4-4 FBD pada saat jagung dipipil.....	56

Gambar 4-5 Gaya yang terjadi pada pulley.....	64
Gambar 4-6 Panjang <i>spikes</i> pada pemipil dalam satuan centimeter.....	65
Gambar 4-7 Gaya yang terjadi pada poros 1.....	66
Gambar 4-8 Ilustrasi gaya pada poros pemipil arah horizontal..	66
Gambar 4-9 Diagram tegangan geser pada poros utama arah horizontal.....	67
Gambar 4-10 Diagram momen pada poros utama arah horizontal.....	68
Gambar 4-11 Ilustrasi gaya pada poros pemipil arah vertikal....	68
Gambar 4-12 Diagram tegangan geser pada poros utama arah vertikal.....	69
Gambar 4-13 Diagram momen pada poros utama arah vertikal..	69
Gambar 4-14 Rancangan pisau penghancur bonggol.....	71
Gambar 4-15 Gaya yang terjadi pada poros 1.....	72
Gambar 4-16 Ilustrasi gaya pada poros pemotong arah horizontal.....	73
Gambar 4-17 Diagram tegangan geser pada poros kedua arah horizontal.....	74
Gambar 4-18 Diagram momen pada poros utama arah horizontal.....	74
Gambar 4-19 Ilustrasi gaya pada poros pemotong arah vertikal.....	75
Gambar 4-20 Diagram tegangan geser pada poros kedua arah vertikal.....	75

Gambar 4-21 Diagram momen pada poros utama arah horizontal.....	76
Gambar 4-22 Ilustrasi posisi bearing pada poros utama.....	78
Gambar 4-23 Ilustrasi posisi bearing pada poros kedua.....	78
Gambar 4-24 Ilustrasi pasak berbentuk pasak.....	84
Gambar 4-25 Ilustrasi rangka mesin yang dirancang.....	87
Gambar 4-26 Ilustrasi letak pembebanan yang terjadi pada rangka.....	88
Gambar 4-27 <i>Free Body Diagram</i> dari rangka ABC dengan poros EB.....	89
Gambar 4-28 Ilustrasi bentuk batang untuk Profil L.....	89
Gambar 4-29 <i>Free Body Diagram</i> dari rangka DEF dengan poros BE.....	91
Gambar 4-30 <i>Free Body Diagram</i> dari rangka GHI dengan poros KH.....	92
Gambar 4-31 <i>Free Body Diagram</i> dengan pemindahan beban pada rangka GI.....	92
Gambar 4-32 Ilustrasi bentuk batang profil L.....	93
Gambar 4-33 <i>Free Body Diagram</i> dengan pemindahan beban pada rangka JL.....	94
Gambar 4-34 <i>Free Body Diagram</i> pada rangka DCT.....	96
Gambar 4-35 Gaya yang terjadi pada batang DS, FO, AP dan CT.....	97
Gambar 4-36 <i>Free Body Diagram</i> yang terjadi pada batang LIU.....	98

Gambar 4-37 Gaya yang terjadi pada IU, GV, JW, dan LX.....100
Gambar 4-38 *Free Body Diagram* alas mesin.....101
Gambar 4-39 *Free Body Diagram* pada batang PT.....102

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Pada umumnya, para petani di daerah Probolinggo hanya memanfaatkan pipilan jagung yang telah dikeringkan untuk dijual dengan harga tinggi. Sedangkan, bonggol jagungnya dijual dengan harga murah sebagai bahan bakar untuk produksi ikan asap. Kemudian pohonnya dibuang atau dijadikan pengganti kayu bakar bagi penduduk desa yang masih menggunakan kompor tungku kayu bakar. Lalu daun atau kolobotnya dibuang. Padahal, hampir seluruh bagian dari tanaman ini dapat digunakan. Mulai dari daun atau kolobot, pohon, biji jagung, rambut, hingga bonggolnya. Daunnya dapat digunakan sebagai bahan dasar dari tisu toilet. Kemudian pohonnya yang telah dikeringkan dapat digunakan sebagai kayu bakar. Biji jagung digunakan sebagai bahan pangan bagi manusia dan pakan ternak. Sedangkan, bonggol jagung yang telah kering dapat digunakan sebagai pengganti kayu bakar karna kandungan di dalamnya mampu membuat api yang lebih besar dan tahan lama. Selain itu, jika bonggol jagung dikeringkan dan dihancurkan hingga menjadi bubuk, bubuk tersebut dapat digunakan sebagai bahan dasar pakan ternak. Berdasarkan hal ini, jagung dikatakan sebagai tanaman tanpa limbah karena seluruh bagian tanaman tersebut dapat digunakan. Menurut data dari *website* resmi Kementerian Pertanian, produksi jagung tertinggi di Indonesia berada di Jawa Timur dari tahun 2014 hingga 2018. Selain itu, jagung merupakan produk hasil pertanian terbanyak kedua setelah padi. Hal ini disebabkan beberapa faktor yang menyebabkan jagung cukup diminati oleh petani seperti penanaman yang mudah dan tidak memerlukan terlalu banyak pengairan serta waktu panen yang singkat. Rata-rata masa panen jagung adalah 60 hari setelah penanaman.

Pada umumnya, masyarakat Probolinggo lebih menyukai nasi jagung daripada nasi putih. Oleh karena itu, pipilan biji

jagung utuh biasanya diolah menjadi beras jagung maupun makanan ringan lainnya (Haeruddin, 2018). Hal ini membuat nilai ekonomis jagung meningkat dan membantu perekonomian petani. Terdapat suatu daerah bernama Desa Sumberkedawung di Probolinggo yang merupakan petani jagung dengan minimal hasil panen antara 200 kg hingga 250 kg. Pada umumnya, masa panen 60 hari setelah penanaman. Hasil panen jagung dipipil menjadi biji jagung utuh. Sebagian biji disimpan untuk ditanam kembali, kemudian sisanya dijual. Bonggol jagung yang tersisa dianggap tidak bernilai, sehingga digunakan sebagai pengganti arang untuk megasap ikan asap atau dibuang begitu saja. Sementara itu, berdasarkan penelitian-penelitian yang telah berkembang, bonggol jagung ternyata memiliki banyak manfaat. Salah satunya adalah bonggol jagung dapat digunakan sebagai campuran pakan ternak berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh negara Jepang. Jepang merupakan negara pertama pencetus pakan ternak berbahan dasar tongkol jagung. Pakan ternak organik ini disebut *coconbu* dan cocok sebagai pakan ternak sapi, kambing, dan unggas. Oleh karena itu, pada tahun 2009 Pemerintah Daerah Kabupaten Probolinggo yang bekerjasama dengan para petani setempat berhasil mengekspor tongkol jagung ke Jepang sebanyak satu kontainer. Namun, hal tersebut dirasa masih belum mampu memenuhi kebutuhan Jepang sehingga kerjasama ini tidak dapat diteruskan. Hal ini berdampak pada penggunaan bonggol jagung yang kembali menjadi kayu bakar di masyarakat Probolinggo. Penyebabnya adalah pada saat itu masih belum ada penelitian lebih lanjut untuk mengetahui cara pembuatan pakan ternak berbahan dasar bonggol jagung tersebut.

Saat ini, penelitian di Indonesia telah mampu membuat makanan ternak dengan bahan dasar bonggol jagung tersebut. Para peneliti telah memperoleh teknik pengolahan yang tepat, sehingga nilai protein pada bonggol jagung dapat meningkat drastic (Yulistiani dkk, 2017). Pembuatan pakan ternak berbahan dasar bonggol jagung ini tentunya harus melewati beberapa tahap. Tahap awal yang harus dilakukan adalah menghancurkan bonggol

jagung. Sehingga dibutuhkan mesin penghancur bonggol jagung. Kemudian, hasil bonggol jagung Sehingga, dalam mencapai nilai ekonomis tertinggi dari jagung didapatkan dari pengolahan jagung secara keseluruhan dengan cara memipil, memecah biji jagung, beserta bonggolnya menjadi bentuk yang lebih halus. Dalam rangka mencapai nilai ekonomis tertinggi dari jagung, dibutuhkan tiga mesin yaitu mesin memipil jagung, selep jagung, dan penghancur bonggol. Hal ini tentu sangat tidak efisien. Mesin yang telah ada saat ini masih belum ada yang mengkombinasikan ketiga mesin tersebut. Oleh karena itu, peneliti mencoba untuk merancang sebuah mesin yang mencakup ketiga fungsi tersebut. Hal ini dilakukan dengan harapan dapat meningkatkan efisiensi proses pencapaian nilai tertinggi dari jagung dan mempersingkat waktu prosesnya. Selain itu, diharapkan mesin yang dirancang memiliki nilai ergonomi yang baik sehingga melindungi operator dari cedera pada saat proses produksi berlangsung.

1.2 Rumusan masalah

Permasalahan yang akan diangkat dalam topik Proposal Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang mesin memipil jagung?
2. Bagaimana merancang mesin penghancur bonggol jagung?
3. Bagaimana merancang mesin multifungsi dengan menggabungkan mesin memipil dan penghancur bonggol menjadi satu dan menerapkan prinsip ergonomi?

1.3 Batasan Masalah

Pada perancangan mesin pasca panen untuk jagung yang multifungsi ini diperlukan batasan masalah yang diajukan guna menyederhanakan permasalahan :

1. Diameter dan panjang jagung dianggap seragam.

2. Jenis jagung yang digunakan merupakan jagung yang ditanam di Desa Sumberkedawung.
3. Faktor temperatur dianggap tidak berpengaruh karena pengoperasiannya yang berada pada temperatur ruang.
4. Material elemen adalah uniform.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian Proposal Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut

1. Merancang mesin pemipil jagung.
2. Merancang mesin penghancur bonggol jagung.
3. Merancang mesin yang multifungsi dengan menggabungkan mesin pemipil, dan penghancur bonggol menjadi satu dengan menerapkan prinsip ergonomi

1.5 Manfaat

Adapun manfaat yang didapatkan dari proposal tugas akhir ini, sebagai berikut :

1. Membantu mahasiswa memahami penerapan prinsip ergonomi yang diterapkan ke dalam perancangan mesin multifungsi dan menjadi media pengembangan alat bantu pertanian di masa mendatang.
2. Hasil rancangan mesin multifungsi dapat membantu para petani di Indonesia, khususnya Probolinggo untuk mengolah hasil panen jagung dengan efisien dan ekonomis.
3. Hasil pengujian dapat digunakan sebagai referensi penelitian sejenis selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Mesin pertanian saat ini telah banyak dijual bebas di pasaran dan banyak perusahaan yang berfokus pada bidang pertanian tersebut, salah satunya Agrowindo. Mesin untuk mengolah jagung yang dijual perusahaan tersebut cukup bervariasi. Misal, mesin dengan dwi fungsi yaitu pengupas dan pemipil jagung. kapasitas pengupasan 3 ton/jam dan pemipilan 2 ton/ jam. Kelebihan dari mesin tersebut adalah mempercepat waktu proses karena tidak dibutuhkan dua mesin yang terpisah.



(Sumber : website Agrowindo.com)

Gambar 2-1 Mesin pengupas kombinasi pemipil milik Agrowindo

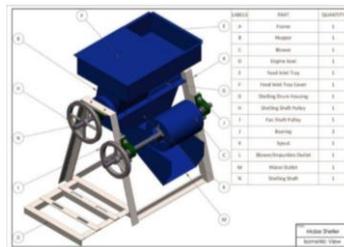
Mesin lain yang dibuat oleh Agrowindo yaitu mesin pemipil mini dengan kapasitas 1200 kg/jam. Mesin tersebut masih menggunakan motor listrik dengan daya 1500 Watt. Dimensi dari mesin tersebut cukup kecil, yaitu 113 x 40 x 73 cm.



(Sumber : website Maksindo.com)

Gambar 2-2 Mesin pemipil mini milik Agrowindo

Selain itu, terdapat beberapa penelitian yang terkait dengan perancangan pemipil jagung multifungsi ini. Pertama, penelitian dilakukan oleh Pavasia Uttam, dkk (2018). Jurnal dengan judul *Design and Fabrication of a Motorized Maize Shelling Machine* membahas tentang perancangan pengupas dan pemipil jagung guna membantu meningkatkan nilai jual jagung di daerah negara berkembang, seperti di India. Tujuan dari penelitian tersebut adalah menentukan putaran optimal untuk proses pemipilan jagung. Penulis melakukan eksperimen untuk mengetahui besar kadar air pada jagung yang paling tepat agar saat dilakukan proses pemipilan, tidak banyak biji jagung yang rusak. Kadar air jagung dibuat bervariasi, antara 20% hingga 75%.



Gambar 2-3 Rancangan CAD Pemipil Jagung

Mesin yang dirancang terdiri dari beberapa komponen, yaitu *hopper*, pemipil, dan *blower*. Tujuan *blower* dipasang pada tahap akhir di mesin tersebut adalah agar biji jagung yang terpipil terlepas dari kulit arinya dan dalam kondisi kering. Bagian pemipil pada mesin di *design* dengan silinder pejal yang memiliki 47 *spikes*. Motor yang dipilih sebagai penggerak memiliki putaran 1440 rpm dan dihubungkan dengan *pulley* pada bagian pemipil serta *blower* menggunakan *V-belt*. Kemudian, hasil akhir dari penulisan jurnal tersebut adalah perbandingan dari eksperimen penulis yang menggunakan mesin pemipil standart pabrikan, pemipil dengan penambahan daya, serta mesin pemipil yang telah dirancang. Kekurangan dari jurnal tersebut adalah tidak dijelaskan tentang proses eksperimen yang dilakukan oleh penulis dengan variasi kadar air jagung. Kadar air pada jagung hanya disebutkan besarnya yang optimal secara langsung pada kesimpulan hasil eksperimen penulis tentang performa mesin-mesin yang dibandingkan. Namun, kelebihan dari jurnal tersebut adalah gambar rancangan yang dimasukkan sangat jelas dan digambarkan tiap komponennya.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Syafiatul Ummah (2018). Jurnal berjudul “Aplikasi Prinsip Ergonomi Pada Perancangan Alat Perajang Bahan Baku Keripik yang Multiguna” membahas tentang perancangan alat perajang kripik dengan penerapan prinsip ergonomi. Permasalahan yang diangkat pada jurnal tersebut adalah posisi pekerja pada saat melakukan perajangan karena melakukan perajangan secara manual. Pekerja harus duduk di lantai, punggung membungkuk, serta kaki terlipat. Hal ini dapat menyebabkan kelelahan pada pekerja dan kapasitasnya kecil karena masih menggunakan tenaga manusia. Tujuan dari perancangan tersebut adalah guna menciptakan kondisi kerja yang nyaman dan meningkatkan kapasitas pemotongan umbi-umbian sebagai bahan baku keripik. Alat yang dirancang menerapkan metode RULA (*Rapid Upper Limb Assesment*) agar mesin tersebut memiliki nilai ergonomi yang baik. Metode yang digunakan dalam penelitian tersebut adalah

eksperimental guna mengetahui tegangan geser yang terjadi pada beberapa umbi yang sering digunakan sebagai bahan baku keripik. Hasil dari pengamatan digunakan sebagai dasar perancangan mesin multiguna dengan 4 variasi ketebalan.

Kesimpulan dari jurnal tersebut adalah spesifikasi dari mesin yang telah dirancang dan dimensi mesin yang disesuaikan dengan pertimbangan anthropometri. Berdasarkan jurnal tersebut, dapat diketahui dengan jelas cara perhitungan ergonomi yang meliputi grup A, B, C, dan D yang mencakup bagian-bagian tubuh manusia beserta gerakannya yang digunakan sebagai dasar perancangan dimensi mesin. Sayangnya, tidak dijelaskan tentang batas penilaian ergonomi yang dikatakan baik tersebut. Sehingga, hasil dari perhitungan penulis tidak dapat dibandingkan dengan mesin-mesin perajang yang dapat dikembangkan lebih jauh lagi di masa mendatang. Selain itu, pada jurnal tersebut tidak diberikan gambaran jelas rancangan mesin perajang yang telah dibuat oleh penulis. Penulis hanya mencantumkan gambaran kasar, dimana gambar tersebut lebih fokus terhadap posisi operator dan digunakan sebagai landasan penilaian paket A (perhitungan lengan atas, lengan bawah, tangan, dan puntiran tangan) dan B (perhitungan leher, punggung, dan kaki). Kemudian, nilai tambah pada jurnal tersebut adalah penulis melakukan perbandingan antara mesin yang dirancangnya, mesin perajang semi-otomatis, dengan perajangan secara konvensional. Hal-hal yang dibandingkan oleh penulis, antara lain kapasitas, daya yang dibutuhkan, kenyamanan, bahan yang dapat dipotong, serta ketebalan hasil potongnya. Berdasarkan perbandingan ini, dapat diketahui jika rancangan mesin penulis adalah pilihan terbaik diantara ketiga cara perajangan yang dibandingkan tersebut.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Liza Rusdiyana, dkk (2016). Jurnal dengan judul “Desain dan Analisa Pisau Penghancur Bonggol Jagung Sebagai Bahan Pakan Ternak” membahas tentang analisa pisau pada mesin rancangan mesin

tersebut menggunakan *software Ansys*. Tujuan dari penulisan jurnal tersebut adalah optimasi komponen yang dirancang guna memenuhi fungsinya dari segi konstruksi maupun kekuatannya dalam menerima beban. Permasalahan yang melatar belakangi adalah *design* dan letak pisau yang tidak efisien, serta efisiensi waktu dan tenaga operator yang menjalankan. Hasil akhir yang diinginkan adalah peningkatan efisiensi dari segi kualitas dan kuantitas. Baja yang dipilih untuk pisau potongnya adalah *Stainless Steel Food Grade* tipe 304. Metode yang digunakan dalam jurnal tersebut adalah eksperimental dan numerik. Metode eksperimental guna mendapatkan data awal gaya potong pada bonggol jagung yang digunakan untuk merancang mesin tersebut. Bonggol jagung diletakkan di atas neraca timbang, kemudian ditekan menggunakan pisau putar hingga bonggol mengalami pecah. Hasil yang didapatkan adalah massa yang diperlukan untuk memotong bonggol jagung, kemudian diubah ke dalam bentuk gaya menjadi gaya potong.



(a)



(b)

Gambar 2-4 (a) *Design* pisau dan (b) *Design* peletakan pisau

Sedangkan, metode numerik guna mengetahui optimasi rancangan pisau menggunakan *software Ansys*. Konsep yang digunakan pada *Ansys* adalah FEM (*Finite Element Method*). Sedangkan, *design* peletakan pisau potong dirancang menggunakan *software Solidwork 2012*. Hasil dari metode numerik yang dilakukan oleh penulis adalah momen yang terjadi pada poros dan *stress* maksimal pada pisau pemotong. Hasil akhir dari keseluruhan jurnal tersebut adalah *stress* maksimal (τ_{\max})

pada pisau hasil rancangan. Besar τ_{\max} tersebut dibandingkan dengan hasil hitungan manual. Terlihat perbedaan dari kedua hasil perhitungan tersebut secara signifikan. Penulis menyebutkan perbedaan tersebut dipengaruhi oleh momen bending poros dan torsi pisau yang dimasukkan ke dalam perhitungan manual. Sehingga, nilai τ_{\max} jauh lebih kecil dari τ_{\max} hasil dari *Ansys* yang hanya fokus pada pisau pemotong bonggol saja. Kelebihan dari jurnal tersebut adalah eksperimen yang dilakukan dijelaskan dengan cukup lengkap diikuti dengan hasil yang didapatkan. Selain itu, perhitungan dilakukan secara runtut dituliskan di dalam jurnal tersebut serta data input untuk *Ansys*. Sedangkan, kekurangan dari jurnal tersebut adalah tidak memiliki hasil akhir untuk menjawab efisiensi waktu dan tenaga yang dibutuhkan oleh operator karena tidak disebutkan dengan jelas berapa kapasitas baru dari *design* ulang yang dilakukan oleh penulis.

2.2 Dasar Teori

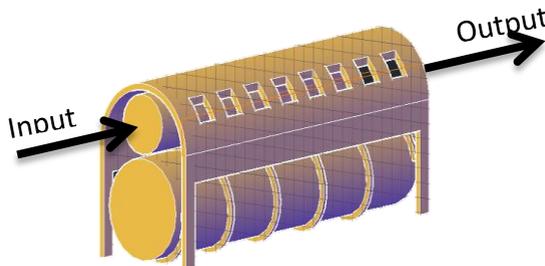
2.2.1 Mesin Multifungsi Pengolah Hasil Pasca Panen untuk Jagung

Mesin multifungsi yang dirancang adalah mesin yang mengkombinasikan tiga fungsi dalam satu mesin saja guna mengurangi waktu pemrosesan dan meningkatkan perekonomian petani, khususnya di daerah Probolinggo. Tahapan pemrosesan di dalam mesin tersebut adalah memipil, menghancurkan bonggol, dan selep jagung. Pemipilan dilakukan guna melepaskan biji jagung dari bonggolnya, penghancur bonggol guna memotong bonggol menjadi bahan yang lebih halus. Nantinya, kehalusan dari potongan bonggol dapat diatur sesuai dengan kebutuhan.

2.2.2 Mekanisme Mesin

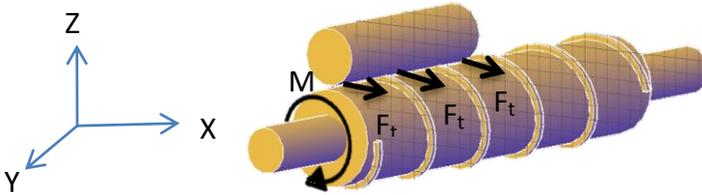
Mesin terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu *hopper*, pemipil, dan pisau penghancur bonggol. Jagung utuh yang telah kering dimasukkan ke dalam *hopper* dan diarahkan menuju pemipil. Ketika jagung telah memasuki bagian pemipilan,

silinder pemipil yang berputar mulai memberikan gaya potong pada jagung untuk melepaskan bijinya. Putaran ini diharapkan mampu mempengaruhi jagung agar terus bergerak menuju ruang penghancur bonggol. Biji jagung yang telah terlepas akan turun ke bawah dengan sendirinya karena pengaruh gaya gravitasi. Tahap selanjutnya, yaitu penyaringan. Hasil penghancuran bonggol akan melewati penyaring yang dipasang mengelilingi pisau penghancur guna mengatur besar serpihan yang ingin didapatkan oleh operator. Jika hasil potongan lebih besar dari lubang saringan yang dipasang, maka bahan tersebut akan terus berputar dan pisau penghancur akan terus memotongnya menjadi bagian yang lebih kecil. Beberapa *design* yang digunakan dalam perancangan ini, menggunakan bagian-bagian yang mirip dengan mesin yang telah ada. Berikut penjelasan bagian-bagian mesin yang telah ada yang digunakan dalam perancangan ini.



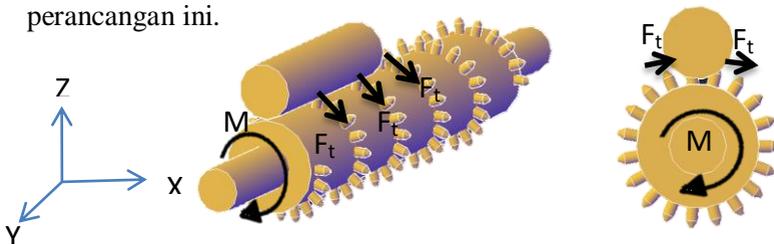
Gambar 2-5 Proses masuk dan keluarnya jagung pada mesin yang telah ada

Berdasarkan mesin tersebut, dapat diketahui bahwa uliran pemipil memberikan gaya merata pada jagung dan menyebabkan biji jagung yang tergesek akan lepas. Rumah pemipil diberikan agar jagung tetap pada alurnya sehingga dapat dipisahkan dari bijinya yang jatuh akibat gaya gravitasi. Berikut gaya yang diterima jagung dari pemipil.



Gambar 2-6 *Free Body Diagram* pada saat terjadi pemipilan

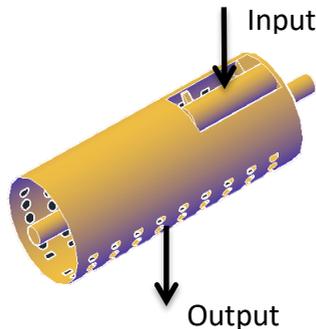
Berdasarkan gambar tersebut, diketahui jagung menerima beban merata F_t yang menyebabkan biji jagung terlepas. Jagung ikut berputar ketika terkena gaya tersebut, namun yang mendorong jagung untuk terus berputar ke arah *output* adalah peletakan poros dan silinder pemipil yang cenderung lebih rendah dibandingkan kedudukan *input*. Rumah pemipil tidak memberikan gaya yang besar karena cenderung untuk memberikan jalan saja kepada bonggol agar tetap terpisah dari bijinya. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.2. Hal ini menyebabkan kemungkinan bonggol keluar dalam keadaan biji belum terlepas semua. Oleh karena itu, perancangan ini diharapkan memperbaiki kualitas pemipil agar *output* dapat berupa bonggol yang telah bersih. Rumah pemipil tetap digunakan untuk menjaga bonggol dan biji tidak bercampur. Berikut merupakan *free body diagram* pemipil dalam perancangan ini.



Gambar 2-7 *Free Body Diagram* dari hasil rancangan pemipil

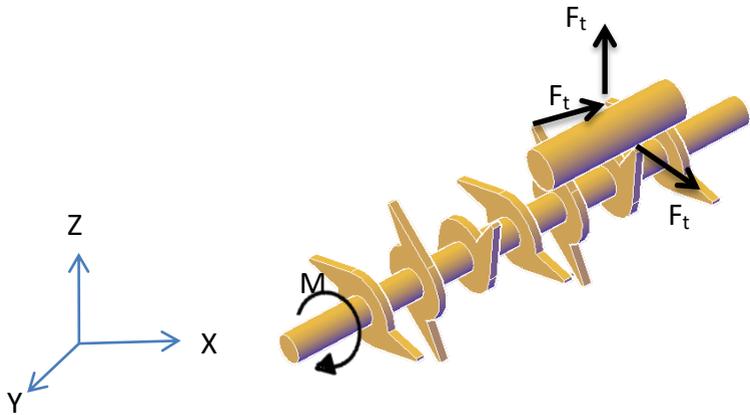
Pada perancangan ini, bentuk pemipilnya berbeda dari mesin yang telah ada. Hal ini diharapkan dapat menekan jagung, sehingga bijinya mudah terlepas. Biji terlepas akibat gaya

tangensial yang diberikan *spikes*. Besar gaya tangensial sama besar karena ukuran dan material *spikes* sama. Selain itu, penempatan *spikes* yang berbentuk *helix*, mengakibatkan jagung terdorong ke belakang. Rumah pemipil juga dibuat dengan sesuaian sesak agar jagung mendapatkan tekanan dari pemipil. Tempat *input* jagung yang biasa dikenal dengan sebutan *hopper* di design mirip dengan hopper pada gambar 2.2. Hal ini bertujuan untuk memudahkan operator mendorong jagung yang mungkin terjepit diantara pemipil dengan rumahnya.



Gambar 2-8 Proses masuk dan keluarnya bonggol

Setelah jagung terdorong ke belakang menuju *otput*, bonggol akan jatuh diarahkan pada mesin pemotong bonggol. Pada mesin tersebut, terdapat pisau potong yang menggunakan *design* dari penelitian sebelumnya yaitu milik (Rusdiyana, Liza; , Suhariyanto; Dwi Winarto, Gathot; Hadi, Syamsul; Mursidi, Mahirul;, 2016). Pisau disusun *helix* untuk membantu memutar bonggol masuk ke dalam, sehingga tidak terjadi penumpukan pada daerah *input* mesin pemotong bonggol. Selain itu, pada bagian mesin ini diberikan saringan untuk mengatur ketebalan yang diinginkan oleh operator. Luasan penampang bonggol mengalami tegangan geser ketika terpotong oleh pisau. Berikut *free body diagram* pada saat pemotongan bonggol.

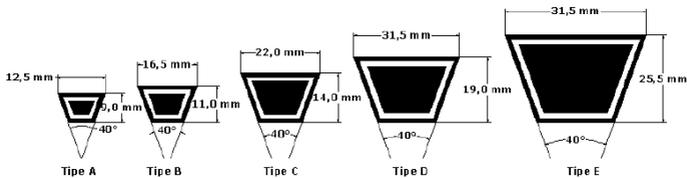


Gambar 2-9 *Free Body Diagram* saat pemotongan bonggol

2.2.3 Transmisi

a. *Belt and Pulley* (Sabuk dan Puli)

Sabuk atau *belt* merupakan elemen mesin fleksibel yang paling mudah untuk diaplikasikan. Kegunaannya adalah menyalurkan transmisi torsi dan putaran dari satu komponen ke komponen lainnya. Torsi dan putaran tersebut menghasilkan daya, dimana daya yang dipindahkan berasal dari dua poros sejajar yang terpisah oleh suatu jarak minimum. Jarak tersebut dapat bervariasi, tergantung pada pemakaiannya. Sabuk-V berbahan dasar karet dengan penampang berbentuk trapezium. Cara penggunaan sabuk-V adalah membelitkan sabuk-V pada *pulley* yang berbentuk v juga. Bagian sabuk yang mengelilingi *pulley* akan memiliki lengkungan, sehingga bagian dalamnya bertambah besar. Selain itu, sabuk-V memiliki banyak tipe dan model. Macam model sabuk-V dapat dilihat pada gambar 2.8.



(Sumber : Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1980)

Gambar 2-10 Penampang sabuk V

Penggunaan sabuk-V sangat diminati banyak orang karena sangat mudah pemakaiannya dan murah. Selain itu, keunggulan sabuk-V lainnya adalah mampu menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relative rendah. Selain itu, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara jika dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai. Namun, kelemahan sabuk-V adalah kemungkinan terjadinya slip sangat tinggi dibandingkan dengan transmisi lainnya. Oleh karena itu, dibutuhkan faktor koreksi transmisi sabuk-V agar perancangan yang dilakukan sesuai dengan fungsi. Fakor koreksi tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2-1 Tabel Koreksi Transmisi Sabuk V

Mesin yang digerakkan	penggerak	
	Momen puntir puncak 200%	Momen puntir puncak > 200%
	Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)	Motor arus bolak-balik (moment tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopleng tak tetap
	Jumlah jam kerja tiap hari (jam)	

		3-5	8-10	16-24	3-5	8-10	16-24
Beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, blower (< 7.5kW), kipas angin, pompa sentrifugal	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.4
Beban kecil	Konveyor sabuk(pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (> 7.5), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin pencetak.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Beban sedang	Konveyor (ember/skrup), pompa torak, kompresor, pilingan batu, pengocok,	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8

	roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu						
Beban bebas	Penghancur, gilingan bola/batang, pengangkat, mesin pabrik karet	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0

(Sumber : Sularso, 1991 : 163)

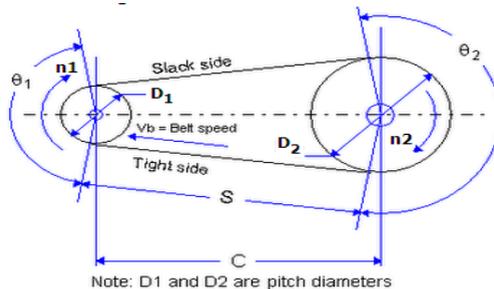
Persamaan yang dibutuhkan dalam merancang sabuk-V adalah sebagai berikut.

1. Diameter Lingkaran pada Puli (D_p, d_p)

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{u}, u = \frac{1}{i} \quad (2.1)$$

Dimana :

- D_1 = Diameter untuk puli kecil (mm)
- D_2 = Diameter untuk puli besar (mm)
- n_1 = Putaran poros penggerak (rpm)
- n_2 = Putaran Poros puli yang digerakkan (rpm)



Gambar 2-11 Skema hubungan *Belt* dan *Pulley*

2. Kecepatan Sabuk (V)

Langkah selanjutnya adalah mencari nilai kecepatan sabuk. Persamaan berikut dapat digunakan untuk mencari nilai tersebut.

$$V = \frac{D_1 \times n_1}{60000} \quad (2.2)$$

Dimana :
V = Kecepatan puli (m/s)
D₁ = Diameter puli kecil (mm)
n₁ = Putaran poros penggerak (rpm)

3. Panjang Keliling (L)

Panjang keliling *belt* atau sabuk dapat dicari dengan rumusan sebagai berikut :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_1 - D_2)^2 \quad (2.3)$$

Dimana :
L = Jarak Sabuk (mm)
C = Jarak Sumbu Poros (mm)

4. Jarak Sumbu Poros (c)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (2.4)$$

Dimana nilai $b = 2L - 3.14 D_2 - D_1$

5. Beban Dinamis

⇒ Untuk $0 < V_p \leq 2000$ ft/min

$$Fd = \frac{600 + V_p}{600} \times Ft \quad (2.5)$$

⇒ Untuk $2000 < V_p \leq 4000$ ft/min

$$Fd = \frac{1200 + V_p}{1200} \times Ft \quad (2.6)$$

⇒ Untuk $V_p > 4000$ ft/min

$$Fd = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} \times Ft$$

6. Torsi pada Poros

$$T = Ft \frac{d}{2} = Fn \frac{d}{2} \cos \theta = \frac{Hp \times 63000}{n} \quad (2.7)$$

b. Poros

Poros adalah suatu bagian *stasioner* yang berputar, berpenampang bulat, serta menjadi tempat pemasangan elemen transmisi lainnya seperti roda gigi (*gear*), *pulley*, dan lain sebagainya. Poros dapat menerima berbagai macam beban, seperti lenturan, tarikan, tekan, atau puntiran, yang terjadi secara bersamaan maupun satu-satu.

Dasar perancangan poros adalah basis “*Ditortion Energy Theory*” dengan didasarkan pada beban fluktuasi dan beban kejut. Momen bending maksimal dapat dicari dari penjumlahan momen bending secara vertical maupun horizontal yang akan diformulasikan sebagai berikut :

$$M_b = \sqrt{(M_{x,H})^2 + (M_{x,V})^2} \quad (2.8)$$

Selain itu, *endurance limit* dapat dicari dengan menggunakan tolak ukur *ultimate strength*, yang dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_W \cdot \frac{S_n}{K_{ft}} \quad (2.9)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} S_n &= 0.5 S_u \\ C_R &= 1 - 0.08(D.M.F) \end{aligned}$$

Untuk menganalisa diameter poros yang akan digunakan sangat dipengaruhi oleh *endurance limit*, material dan beban

kejut. Sesuai dengan teori kegagalan fatigue Tresca dan Soderberg, yaitu :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} (T_m)^2} \quad (2.10)$$

Dimana : $M_r = M_b$

Tegangan dengan beban fluktuasi, karena besar $\sigma_{maks} = \sigma_{min}$, maka

$$M_r = \frac{M_{maks} + M_{min}}{2} = \frac{M_{maks} + (-M_{min})}{2} = 0 \quad (2.11)$$

c. Pasak

Pasak merupakan suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, puli, kopling, atau komponen-komponen sejenisnya pada poros. Pasak berfungsi untuk mencegah adanya putaran relative antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain seperti roda gigi, pulley, sprocket, dan masih banyak lagi.

Ada beberapa macam pasak yang dapat digunakan dengan menyesuaikan antara fungsi dan dimensi yang dibutuhkan, diantaranya:

1. Pasak datar segi empat
2. Pasak datar standar
3. Pasak tirus
4. Pasak bidang lingkaran
5. Pasak bintang lurus
6. Pasak bintang *involute*

Perhitungan dimensi dan bahan pada pasak menggunakan prinsip gaya tekan/kompresi dan gaya geser yang terdapat pada pasak. Gambar 2.7 merupakan *free body diagram* untuk memudahkan ilustrasi :



Gambar 2-12 Ilustrasi Gaya-gaya pada Pasak

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T , maka torsi tersebut menghasilkan gaya tangensial (F_t) yang bekerja pada diameter luar poros dan besar gaya tangensial tersebut pada pasak sebesar :

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.12)$$

Dengan tinjauan tegangan geser dan tegangan maksimum yang dapat di formulasikan sebagai berikut :

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l} \quad (2.13)$$

$$\sigma = \frac{F_t}{t \cdot l} \quad (2.14)$$

Syarat keamanan pasak terhadap tegangan geser $\tau \leq \frac{S_{sy}}{SF}$ dimana S_{sy} bernilai sebesar $0.58S_y$ dan SF sebesar 2.5 untuk bahan yang tidak memiliki beban kejut. Sehingga keamanan pasak dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$\frac{F_t}{W \times L} \leq \frac{S_{sy}}{SF} \quad (2.15)$$

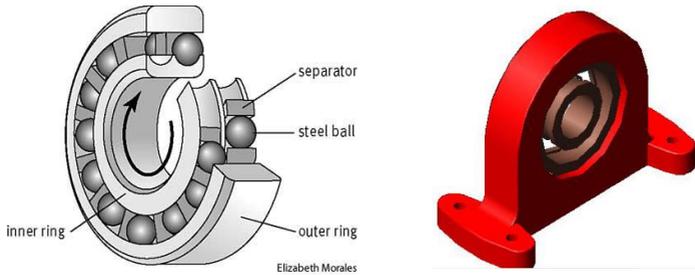
Sedangkan syarat keamanan pasak terhadap tegangan kompresi $\leq \frac{S_y}{SF}$. sehingga keamanan pasak dapat di formulasikan sebagai berikut :

$$\frac{F_t}{\frac{H}{2} \times L} \leq \frac{S_y}{SF} \quad (2.16)$$

d. Bearing atau Bantalan

Bantalan adalah salah satu elemen penting dalam sebuah mekanisme gerak (lihat gambar 2.7). Bantalan berfungsi sebagai penghubung antara elemen gerak dengan body diam, dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input

akan dapat dipindahkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energy seminimal mungkin akibat gesekan antar elemen.



Sumber : (Putra, 2009)

Gambar 2-13 Bentuk Nyata *Ball Bearing*

Beban-beban yang berpengaruh pada bantalan terdapat pada tumpuan, yang dapat di formulasikan seperti berikut :

$$P = x \cdot V \cdot Fr + y \cdot Fa \quad (2.17)$$

Dimana nilai Fr dapat dicari dari persamaan $Fr = \sqrt{F_H^2 + F_V^2}$. Selain itu, umur bantalan harus diperhitungkan juga dengan menggunakan formulasi sebagai berikut :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad (2.18)$$

Untuk memilih tipe bantalan yang akan digunakan, perlu mempertimbangkan besar diameter poros, selanjutnya dipilih tipe bantalan tertentu dari katalog bantalan.

e. Coupling atau Kopling

Kopling adalah salah satu alat transfer daya yang dapat mendistribusikan daya dari satu poros ke poros yang lain dengan sumbu poros yang sejar dan sejajar.

Beberapa rumusan dasar yang dapat dipakai adalah :

A. Tegangan geser pada *coupling* (τ_c)

$$a. \tau_c = \frac{Ft}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot G} \quad (2.19)$$

$$b. \text{Dimana } Ft = \frac{2T}{d}$$

B. Tegangan geser pada baut *coupling* (τ_b)

$$\tau = \frac{Ft}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} d_b^2} \quad (2.20)$$

Dengan :

τ_c = Tegangan geser pada *coupling* (N/m^2)

τ_b = Tegangan geser pada baut (N/m^2)

Ft = Gaya tangensial (N)

d = 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)

f. Faktor Keamanan

Distribusi tegangan secara *actual* tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan factor keamanan :

N atau SF = 1.25 – 1.5 untuk torsi tetap dan konstan.

N atau SF = 1.5 – 2 untuk material yang kuat dan kondisi lingkungan yang konstan.

N atau SF = 2 – 2.5 untuk beban yang mengalami kejut yang rendah/kecil.

N atau SF = 2.5 – 3 untuk material yang rapuh dengan kondisi lingkungan dan pembebanan yang konstan.

N atau SF = 3 – 4 untuk material yang belum teruji dan digunakan pada kondisi pembebanan yang konstan

N atau SF = 3 – 4 untuk material yang sudah dikenal dengan baik tetapi digunakan pada lingkungan dan pembebanan yang konstan

N atau SF = 1 – 6 untuk beban kejut yang besar, terutama beban bobol balik.

N atau SF = 3 – 6 untuk beban impact

N atau SF >>>> untuk material yang digunakan pada kondisi yang sulit

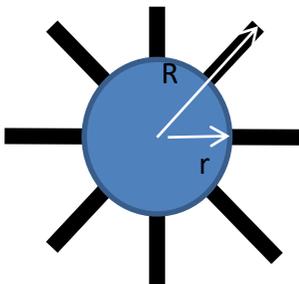
2.2.4 Komponen Utama Mesin

a. Silinder Pemipil

Berdasarkan *Journal of Material Science and Mechanical Engineering* (JMSE), Volume 5, didapatkan silinder pemipil yang cocok untuk proses pemipilan yang cepat dan kapasitas besar. Silinder pemipil tersebut memiliki *spikes* disekelilingnya dan akan berputar mengikuti gerak motor. Jagung yang jatuh dari *hopper* akan mengenai *spikes* yang akan merontokkan biji jagung. pada proses pemipilan tersebut terjadi gaya aksial dan tangensial antara *spikes* dengan permukaan jagung yang terkena *spikes*. Selain itu, berdasarkan proses tersebut didapatkan kecepatan pemipilan yang dibutuhkan agar sesuai dengan kapasitas yang dirancang. Persamaan yang digunakan untuk mencari kecepatan pemotongan adalah sebagai berikut.

$$v = \frac{\pi d n}{60} \quad (2.21)$$

Dimana :
v = kecepatan potong (m/s)
d = diameter puli 1 (m)
n = kecepatan putaran puli 1 (RPM)



Keterangan

R = jari-jari silinder pemipil

r = jari-jari silinder utama

Gambar 2-14 Ilustrasi bentuk silinder pemipil

b. Pisau Penghancur Bonggol

Rancangan pisau penghancur bonggol didasari oleh pembuatan rancangan pisau penghancur bonggol pada jurnal Energi dan Manufaktur, volume 9, yang telah dilakukan pengujian dengan metode simulasi *Ansys*. Pisau potong disusun secara spiral agar mampu memotong sekaligus mendorong bonggol untuk terus melaju ke depan hingga terpotong seluruh bagiannya (lihat gambar 2.9). Kebutuhan banyak pisau yang digunakan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$n = \frac{Q}{m.z} \quad (2.22)$$

Dimana :

n = putaran pada puli 1 (RPM)

Q = kapasitas yang diinginkan (Kg/jam)

m = massa hasil potong (Kg)

z = jumlah pisau potong



Sumber : (Rusdiyana, Liza, ; Suhariyanto; Dwi Winarto, Gathot; Hadi, Syamsul; Mursidi, Mahirul;, 2016)

Gambar 2-15 Pisau pemotong bonggol

Sehingga, didapatkan kebutuhan daya menggunakan persamaan berikut.

$$Hp = \frac{T.n}{63000} \quad (2.23)$$

Dimana :
n = putaran pada blade/pisau (RPM)
T = Torsi pada blade/pisau (lb.in)
Hp = Daya (hp)

c. Rangka

Rangka merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin yang mampu menerima berbagai macam beban, rangka bisa menerima beban lenturan, tarikan, tekan atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan antara yang satu dengan yang lainnya. Hal-hal yang perlu diketahui dalam perhitungan kekuatan rangka, sebagai berikut:

1. Reaksi tumpuan

Suatu benda berada dalam keseimbangan apabila besarnya aksi dan reaksi sama dengan reaksi, dengan kata lain gaya yang menyebabkan benda dalam kesetimbangan ialah gaya aksi dan gaya reaksi. Gaya aksi merupakan gaya luar, sedangkan gaya reaksi gaya dalam. Gaya reaksi merupakan gaya tumpuan dan reaksi tumpuan adalah besarnya gaya yang dilakukan oleh tumpuan untuk mengimbangi gaya luar agar benda dalam kesetimbangan. Oleh karena itu, besarnya gaya reaksi sama dengan jumlah gaya luar yang bekerja (membebani) suatu konstruksi. Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung reaksi tumpuan dengan menggunakan persamaan 2.26 dibawah ini dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.12.

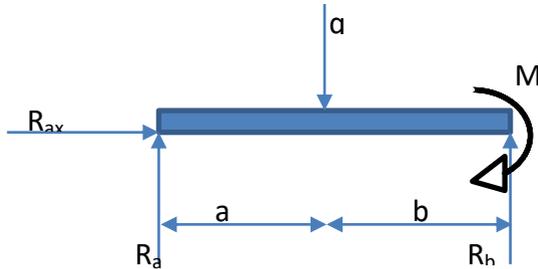
$$R_b = \frac{qa}{L} \quad (2.24)$$

Keterangan :

R_b = Reaksi tumbuan (N)

q = Beban / Gaya (N)

a = Jarak (m)



Gambar 2.12 Reaksi Tumpuan

2. Momen penampang

Momen penampang adalah momen yang terjadi pada penampang batang (di sembarang tempat), di sepanjang batang yang ditumpu. Pada setiap titik disepanjang batang dapat dihitung momen yang terjadi dengan menggunakan persamaan 2.25 di bawah ini dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.12.

$$\sum M_A = 0. \quad + \quad \curvearrowright$$

$$q \cdot a - R_b \cdot (a + b) + M = 0 \quad (2.25)$$

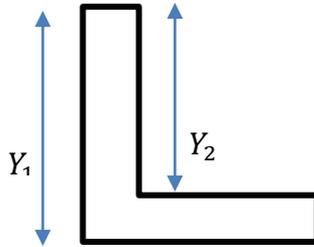
Keterangan :

- q = Beban/Gaya (N)
- R_b = Reaksi tumpuan (N)
- a, b = Jarak (m)
- M = Momen Bending (Nm)

3. Profil L

Profil adalah batang yang digunakan pada konstruksi, ada beberapa jenis profil yang digunakan pada pembuatan konstruksi mesin yaitu profil L, profil I, Profil U, dan lain-lain. Kekuatan profil yang digunakan pada konstruksi dapat dihitung menggunakan persamaan 2.26 di bawah ini, dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.13.

$$y = \frac{\Sigma(A_1 \cdot Y_1) - (A_2 \cdot Y_2)}{(A_1 - A_2)} \quad (2.26)$$



Gambar 2-16 Profil L

Dimana:

- A_1 = Luasan Besar (m^2)
- A_2 = Luasan Kecil (m^2)
- Y_1 = Panjang Besar (m)
- Y_2 = Panjang Kecil (m)

4. Momen Inersia Balok Besar dan Kecil

Momen inersia adalah momen yang terjadi pada batang yang ditumpu. Pada setiap batang dapat dihitung momen inersia yang terjadi, dengan melihat pada tabel 2.4 untuk nilai momen inersia awal dan persamaan 2.26 di bawah ini.

$$I_1 = I_0 + (A_1 \cdot Y_1^2) \quad (2.26)$$

Dimana:

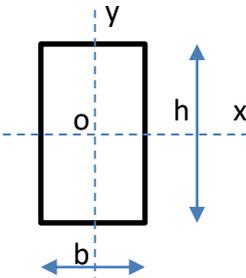
I_1 = Momen Inersia dicari

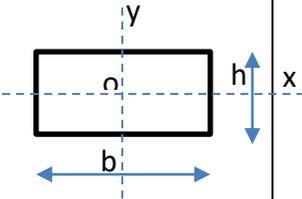
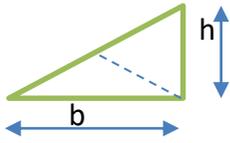
I_0 = Momen Inersia awal

A_1 = Luasan Besar (m²)

Y_1 = Panjang Besar (m)

Tabel 2-2 Momen Inersia pada Balok

No	Bentuk Penampang h	Luas Penampang (A), Momen Inersia (I) Pusat Berat (c), Momen Tahanan (W)
1		$A = b \cdot h$ $I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3 \cdot h}{12}$ $W_x = \frac{b h^2}{6}$ $W_y = \frac{b^2 \cdot h}{6}$ $c = \frac{b}{2}$

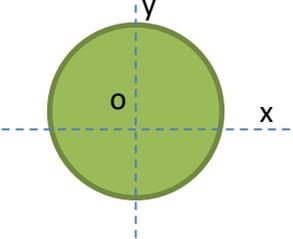
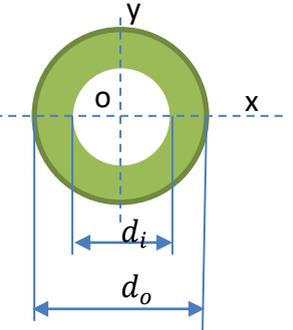
2		$A = b \cdot h$ $c = \frac{b}{2}$
3		$A = \frac{b \cdot h}{2}$ $c = \frac{b}{3}$

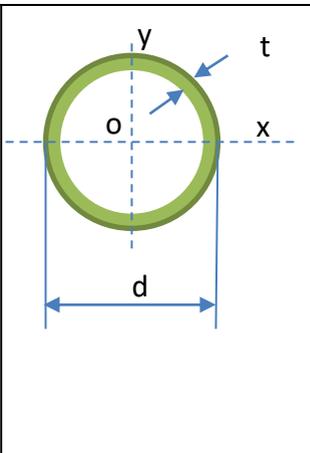
5. Momen inersia batang

Momen inersia batang adalah momen yang terjadi pada batang yang ditumpu. Pada setiap batang dapat dihitung momen inersia yang terjadi, dengan melihat pada tabel 2.5 untuk nilai inersia awal dan persamaan 2.27 di bawah ini.

$$I_x = I_1 - I_2 \quad (2.27)$$

Tabel 2-3 Momen Inersia Pada Batang

No	Bentuk Penampang	Luas Penampang (A) Momen Inersia (I) Pusat Berat (c) Momen Tahanan (W)
1		$A = \frac{\pi d^2}{4}$ $I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}$ $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}$
2		$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$ $I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$ $W_x = W_y = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_o^4 - d_i^4}{d_o} \right)$

3		$A = 2 \cdot \pi \cdot t \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot t \cdot d$ $I_x = I_y = \frac{\pi \cdot t \cdot d^3}{8}$ $W_x = W_y = \frac{\pi \cdot t \cdot d^2}{4}$
---	---	---

5. Besar tegangan geser yang diijinkan

Tegangan geser yang diijinkan adalah tegangan geser pada batang yang di iijinkan, jika tegangan geser yang di iijinkan lebih besar dari pada momen tegangan geser pada konstruksi maka konstruksi aman atau kuat menahan beban yang diterima. Besar tegangan geser yang diijinkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.28 di bawah ini.

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J_x} \quad (2.28)$$

Keterangan :

τ = Tegangan geser

T = Momen punter

r = Jari-jari silinder

2.2.5 Penerapan Prinsip Ergonomi

Anthropometri merupakan ilmu yang mempelajari tentang dimensi tubuh manusia dan gerakannya, mulai dari bentuk, ukuran, berat dan perbedaanya berdasarkan umur, jenis kelamin, dan ras. Ilmu tersebut digunakan secara luas guna membantu memberikan pertimbangan ergonomic pada proses

perancangan suatu alat atau sistem yang berhubungan langsung dengan manusia. Perancangan yang optimum dari suatu alat dapat didapatkan, jika mempertimbangkan faktor-faktor seperti dimensi tubuh manusia, baik dalam keadaan statis maupun dinamis. Selain itu, berat dan *centre of gravity* dari berbagai segmen tubuh manusia perlu dipertimbangkan pula. Jenis Anthropometri

Berdasarkan tugas akhir karangan eko putro pada tahun 2009, dijelaskan bahwa jenis data anthropometri dibagi menjadi 2 macam :

1. Anthropometri statis (dimensi structural)

Pengukuran tubuh pada posisi statis atau diam dan linier pada permukaan tubuh. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi dimensi tubuh manusia, yaitu :

- a. Umur, tubuh manusi akan berkembang mulain umur 0 – 20 tahun bagi pria dan 17 tahun bagi wania. Sedangkan cenderung berkurang setelah umur 60 tahun
- b. Jenis kelamin, pria cenderung memiliki dimensi tubuh yang lebih besar kecuali dada dan pinggul
- c. Suku bangsa
- d. Sosio-ekonomi, bergantung gizi yang dikonsumsi
- e. Pekerjaan

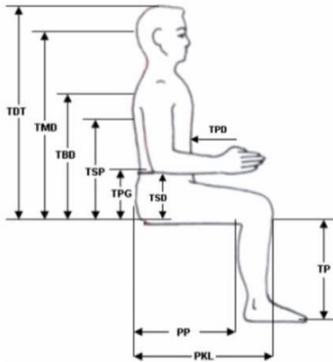
2. Anthropometri Dinamis (dimensi fungsional)

Sesuai dari namanya yaitu dinamis, maka pengukuran ini dilakukan pada posisi-posisi kerja atau selama pergerakan yang diperlukan oleh suatu pekerjaan. Menurut Wignjosoebroto S pada tahun 2000 bahwa pengukuran dimensi statis lebih mudah daripada pengukuran dinamis.

Informasi tentang macam anggota tubuh yang perlu di ukur untuk membuat rancangan baru produk-produk pengolah hasil pertanian.

a. Posisi duduk samping

Pengukuran dimensi tubuh yang dibutuhkan saat perancangan merupakan posisi tubuh saat duduk dengan menghadap kesamping. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar 2.12 dan gambar 2.1.

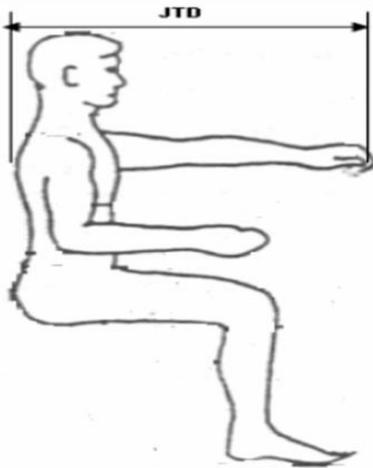


No	Kode	Dimensi Tubuh
1	TDT	Tinggi Duduk Tegak
2	TDN	Tinggi Duduk Normal
3	TMD	Tinggi Mata Duduk
4	TBD	Tinggi Bahu Tegak
5	TSD	Tinggi Siku Duduk
6	TSP	Tinggi Sandaran Duduk
7	TPG	Tinggi Pinggang
8	TPD	Tebal Perut
9	TSD	Tinggi Paha
10	TP	Tinggi Popliteal
11	PP	Pantat Popiteal
12	PKL	Pantat Ke Lutut

Sumber : (Putra, 2009)

Gambar 2-17 Posisi Tubuh Duduk Menghadap samping

b. Posisi duduk dengan tangan lurus kedepan.



Keterangan :

JTD = Jarak Tangan

Sumber : (Putra, 2009)

Gambar 2-18 Posisi Duduk dengan Tangan Lurus Kedepan

3. Data Anthropometri

Data-data anthropometri yang dibutuhkan adalah tinggi duduk tegak, tinggi siku duduk, tinggi popliteal, jarak tangan dengan, dan lebar tangan. Data-data tersebut membantu membuat rangka perancangan perajang bahan baku keripik tersebut. Data yang digunakan merupakan nilai rata-rata manusia, nilai keseragaman, nilai batas atas dan batas bawah yang digunakan untuk toleransi serta nilai persentil/nilai keyakinan 90%. Lihat tabel 2.6, dan tabel 2.7.

Tabel 2-4 Hasil Keseragaman Data Anthropometri

No	Deskripsi Data	\bar{X} (cm)	σ	BTA	BTB	Kesimpulan
1	Tinggi duduk tegak	86.9	2.27	91.51	82.45	Data seragam
2	Jarak tangan depan	67.4	4.40	76.26	58.66	Data seragam
3	Lebar tangan	8.53	1.39	11.28	5.75	Data seragam
4	Tinggi siku duduk	18.56	1.17	20.9	16.22	Data seragam
5	Tinggi popliteal	40.8	1.48	43.76	37.84	Data seragam

Sumber : (Putra, 2009)

Tabel 2-5 Hasil Perhitungan Persenti/nilai keyakinan 90%

No	Deskripsi data	P-5	P-95
1	Tinggi duduk tegak	83.21	90.70
2	Jarak tangan depan	60.22	-
3	Lebar tangan	6.22	10.78
4	Tinggi siku duduk	-	17.73
5	Tinggi popliteal	38.77	43.24

Sumber : (Putra, 2009)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Tahapan Pengerjaan

Pada pengerjaan proposal Tugas Akhir ini, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan untuk merancang mesin multifungsi pengolah hasil pasca panen untuk jagung. Tahapan-tahapan tersebut digambarkan pada *flowchart* berikut.



Gambar 3-1 Flowchart Tahapan Pengerjaan Perancangan Mesin

Proses perancangan mesin multifungsi tersebut memerlukan perencanaan yang matang. Oleh karena itu, dilakukan pembagian alokasi waktu pada setiap tahapan agar perancangan dapat berjalan lancar dan selesai tepat waktu. Secara umum, pengerjaan proposal tugas akhir telah digambarkan pada gambar 3.1. Tahapan-tahapan tersebut akan dijelaskan dalam sub-bab tersendiri.

3.2 Studi Literature

Tahapan ini merupakan proses pencarian data dan referensi yang dapat digunakan sebagai dasar proses perancangan sekaligus memperkuat ide awal yang telah ada. Literatur yang digunakan berupa buku, jurnal, laporan tugas akhir, dan beberapa artikel dari internet. Data yang diperoleh berupa mekanisme mesin dan data hasil pengujian yang dijadikan dasar perancangan. Rancangan mesin yang dikerjakan, memiliki tiga fungsi yang digabungkan dalam satu mesin multifungsi. Sehingga, mekanisme mesin menjadi lebih kompleks yang terdiri dari mekanisme pemipilan, penghancuran bonggol, dan pemecahan biji jagung.

3.3 Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara melakukan pengujian terhadap jagung. Pengujian yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui kondisi terbaik jagung untuk dipipil dan mengetahui besar gaya yang dibutuhkan untuk memipil serta menghancurkan bonggol. Alat yang digunakan berupa neraca pegas, meteran, dan timbangan digital. Neraca pegas digunakan untuk menimbang jagung beserta bonggolnya dan mengetahui besar gaya saat memipil, Meteran digunakan untuk menghitung panjang dan diameter jagung yang telah dipilih untuk pengujian. Sedangkan, timbangan digital digunakan untuk mengetahui nilai gaya potong untuk memotong bonggol jagung. Jagung yang digunakan merupakan jenis jagung ladang yang masih asli atau biasa disebut plasma nutfah. Penamaan tersebut dikarenakan jenis jagung tersebut bukan berasal dari perkawinan silang atau hibrida.

Ciri-ciri yang dimiliki adalah bulat kecil dan pendek, biji kuning dan kecil. Jagung yang digunakan sebagai bahan pengujian memiliki rata-rata panjang 13 cm. Jika diasumsikan jagung berbentuk silinder, maka didapatkan diameter jagung 4.2 cm dan diameter bonggol sebesar 3.2 cm.

Pengujian pertama memiliki tujuan untuk mengetahui kondisi terbaik jagung agar hasil pemipilannya baik. Jagung yang telah dipanen masih memiliki kadar air yang cukup tinggi, sehingga memerlukan proses pengeringan. Proses pengeringan yang dilakukan menggunakan metode pengeringan alami atau penjemuran menggunakan sinar matahari langsung. Terdapat lima jagung yang diambil sebagai *sample* dan dijemur kurang lebih lima jam dalam kondisi panas terik. Setiap penjemuran telah selesai dilakukan, diambil satu jagung untuk dilakukan pengujian pemipilan dan pemotongan bonggol. Kegiatan ini terus dilakukan berulang hingga jagung yang kelima. Berdasarkan kegiatan tersebut, diketahui terjadi penyusutan berat jagung setelah dijemur

Pengujian selanjutnya adalah memipil jagung menggunakan sambungan pipa paralon berukuran 2.5 dim yang dilubangi di setiap sisinya untuk pemasangan baut berukuran 4 cm. Jagung yang diambil satu setiap harinya dipipil dengan cara dimasukkan ke dalam sambungan pipa yang diberi baut dan pada sisi luar dipasang neraca pegas untuk mengetahui nilai gaya pemipil dengan $\frac{1}{4}$ putaran. Hasil pemipilan yang baik terlihat pada jagung jagung ketiga hingga kelima. Sedangkan, hasil pemipilan jagung pertama dan kedua hancur akibat tingginya kadar air yang membuat biji jagung tersebut lunak. Hasil pemipilan tersebut dapat dilihat pada gambar 3.3.



Gambar 3-2 Pengujian untuk mencari gaya pipil jagung

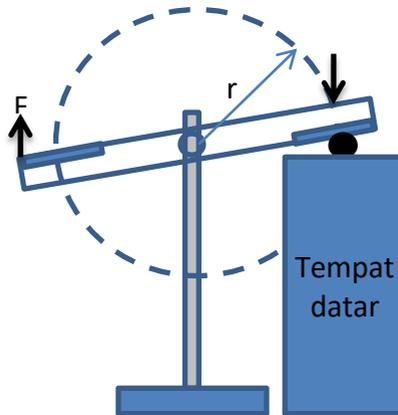


(a)



(b)

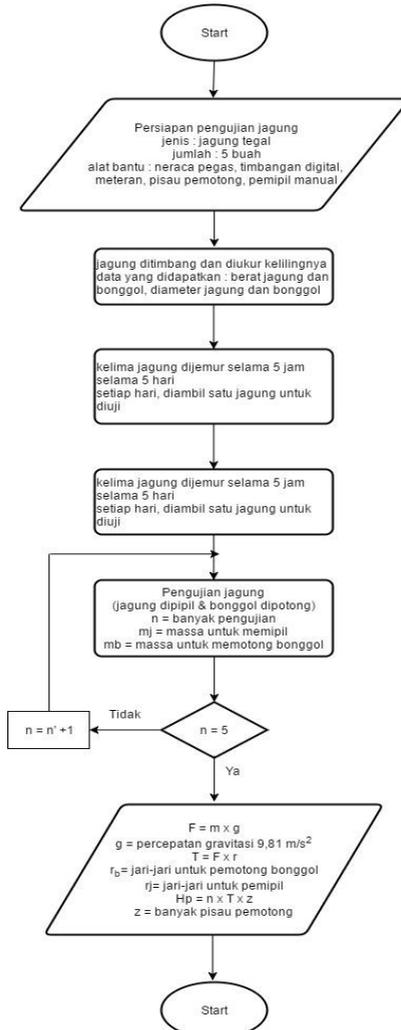
Gambar 3-3 (a) Hasil pemipilan pada jagung 1 dan 2. (b) Hasil pemipilan pada jagung 3 hingga 5.



Gambar 3-4 Ilustrasi eksperimen kedua untuk mencari gaya potong pada bonggol

Berdasarkan data pada tabel 3.1, maka didapatkan torsi rata-rata sebesar 0,32 Nm. Setelah dilakukan pengujian pemipilan, didapati bonggol yang telah bersih dari biji jagung. Bonggol tersebut digunakan untuk pengujian penghancur bonggol. Hasil dari pengujian tersebut adalah nilai gaya potong untuk memotong bonggol. Cara pengujian yang dilakukan adalah bonggol jagung diletakkan di atas timbangan digital dan ditekan oleh pisau putar hingga bonggol terpecah. Setelah didapatkan berat untuk membuat retakan pada bonggol, dilakukan perhitungan yang sama seperti pada eskperimen pemipilan jagung sebelumnya. Kegiatan pengujian untuk memotong bonggol diilustrasikan pada gambar 3.3 dan hasil pengujian ditampilkan pada tabel 3.3.

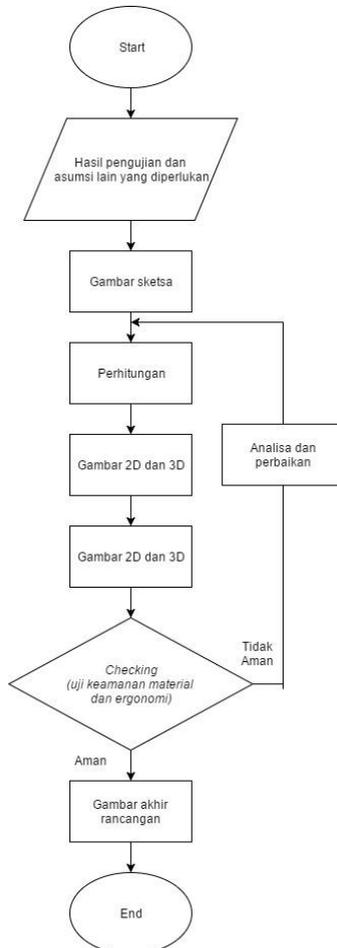
Rangkaian pengujian ini dapat dilihat pada flowchart sebagai berikut.



Gambar 3-5 Flowchart pengujian

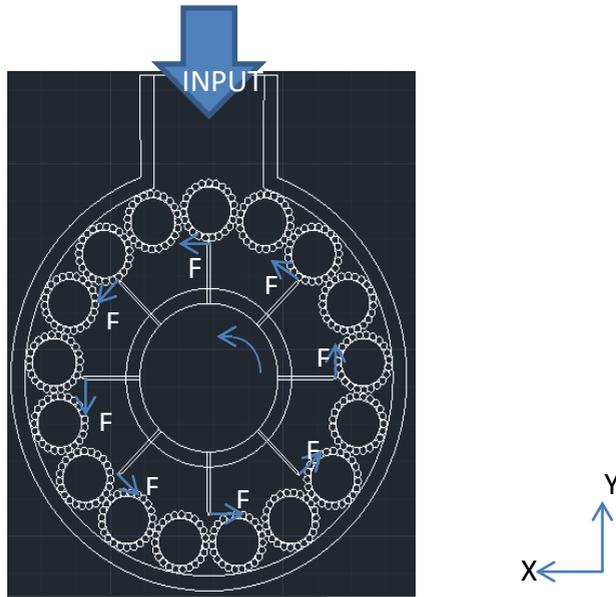
3.4 Rancangan Awal

Pada tahap perancangan ini, diberikan *design* awal dari perancangan mesin multifungsi pengolah hasil pasca panen untuk jagung beserta fungsi dari setiap bagiannya.



Gambar 3-6 Flowchart perancangan

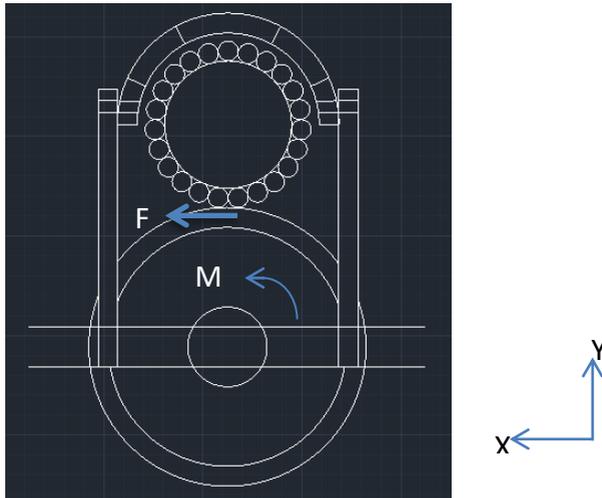
Rancangan awal yang dirancang berdasarkan mesin yang telah ada. Terdapat dua macam silinder pemipil yang telah dijual di pasar bebas, spiral dan *spikes*. Selain itu, mesin tersebut dibedakan menjadi mesin berkapasitas besar dan kecil. Umumnya, mesin dengan kapasitas besar memiliki silinder pemipil dengan *spikes* yang tidak memiliki alur. Sehingga, bonggol akan terus ikut berputar selama mesin menyala. Bonggol hanya dapat keluar jika selimut silindernya dibuka. Hal ini membuat bonggol akan terlempar keluar dan dapat melukai operator.



Gambar 3-7 FBD dari referensi mesin pemipil jagung berkapasitas besar

Sedangkan, mesin pemipil dengan kapasitas rendah ini bergantung dengan bentuk lubang *input*. Umumnya, mesin pemipil dengan kapasitas rendah menjadi pilihan petani di daerah pedesaan. Cara kerja mesin tersebut adalah jagung yang masuk melalui lubang input akan dipipil dan diarahkan ke lubang

keluaran. Biasanya, mesin tersebut memiliki *design* dengan lubang *output* lebih rendah daripada lubang *input*. Silinder pemipil yang digunakan juga memiliki alur untuk membantu bonggol keluar pada lubang *output*. Kekurangan dari mesin tersebut adalah sebagian biji jagung ada yang ikut keluar bersama bonggol. Berikut FBD silinder pemipil berkapasitas rendah berputar.

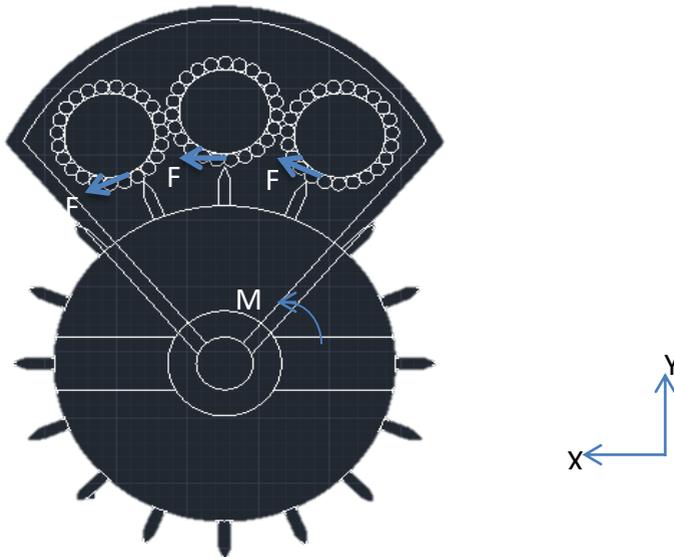


Gambar 3-8 FBD mesin pemipil yang berkapasitas rendah

Berdasarkan gambar dan cara kerja mesin tersebut, diperlukan beberapa perbaikan untuk memaksimalkan kerja mesin. Cara kerja mesin tersebut adalah jagung dimasukkan melalui *hopper* dengan jumlah tertentu. Kemudian, jagung masuk ke dalam silinder pemipil karena *hopper* memiliki kemiringan yang menyebabkan jagung tergelincir masuk. Ujung lain dari silinder pemipil adalah tempat keluar bonggol yang telah bersih.

Kekurangan dari cara kerja mesin tersebut adalah pipilan jagung yang telah terlepas sebagian ada yang ikut terlempar keluar bersamaan di tempat keluar bonggol. Kekurangan yang

lain adalah kapasitas mesin kecil dan sedikit input jagung. Kelebihan dari mesin tersebut adalah daya yang digunakan rendah dan penggunaannya mudah. Oleh karena itu, perbaikan akan difokuskan untuk meningkatkan input jagung, kapasitas pipilan, dan daya yang dibutuhkan rendah. Perencanaan bentuk silindeer pemipil sebagai berikut.



Gambar 3-9 FBD mesin yang direncanakan

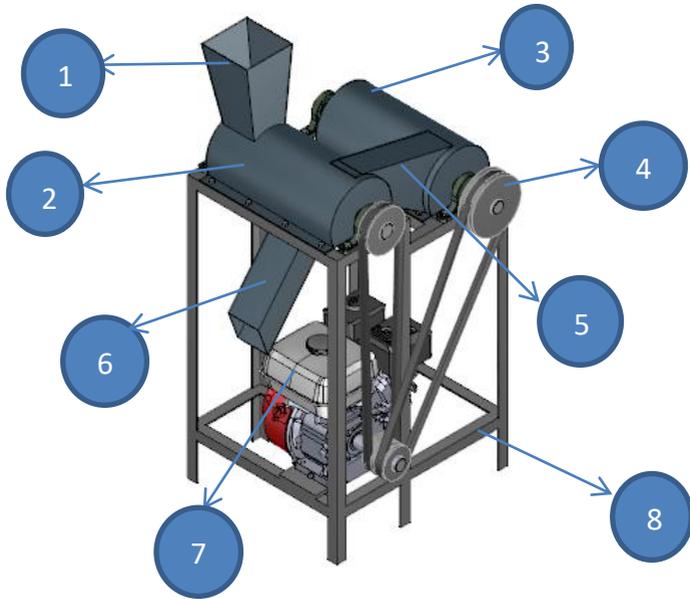
Mesin yang direncanakan sedikit menggabungkan dua mesin yang digunakan sebagai referensi. Silinder pemipil memiliki 16 *spikes* dan *input* dalam sekali putar dapat diisi 3 jagung sekaligus. Hal ini diharapkan mampu meningkatkan kapasitas mesin dan mempertahankan dimensi mesin tetap kecil, sehingga dapat digunakan di segala macam ruang. Selain itu, *spikes* yang direncanakan akan memiliki alur untuk mengarahkan bonggol yang telah bersih dari bijinya dapat keluar pada lubang *output*.

Mesin pemipil yang telah diperbaiki tersebut akan digabungkan dengan mesin pemotong bonggol. Beberapa mesin pemotong bonggol juga telah ada sebelumnya. Sehingga, mesin yang telah ada tersebut dapat dijadikan referensi juga. Berikut gambar rincian pisau yang menjadi referensi.



Gambar 3-10 Gambar pisau pada mesin penghancur bonggol

Cara kerja pemotong bonggol mirip dengan pemipil jagung. Perbedaan yang paling mendasar jika dibandingkan dengan mesin pemipil jagung adalah bentuk pemotong bonggol yang seperti pisau. Perbaikan yang dapat dilakukan adalah jumlah pisau yang akan disesuaikan dengan kapasitas dari mesin pemipil. Penyesuaian kapasitas ini diperlukan agar tidak terjadi penumpukan di dalam silinder penghancur bonggol.



Gambar 3-11 Sket mesin multifungsi pengolah jagung

Keterangan :

1. *Hopper*
2. Mesin pemipil jagung
3. Mesin pemotong bonggol
4. *Pulley*
5. Tempat keluarnya bonggol
6. Tempat keluarnya biji jagung
7. Motor penggerak
8. Rangka mesin

3.5 Perhitungan Kebutuhan Pisau Pemotong

Mesin yang dirancang memiliki pisau pemotong yang digunakan untuk memotong bonggol jagung menjadi bagian yang lebih halus. Perhitungan banyaknya pisau yang dibutuhkan ini diperlukan guna membantu proses perancangan agar sesuai dengan kapasitas yang diinginkan. Berikut adalah diagram alir perhitungan kebutuhan pisau pemotong pada mesin.



Gambar 3-12 Diagram alir perhitungan kebutuhan pisau pemotong bonggol

3.6 Perancangan Transmisi

Tahapan perancangan transmisi ini dapat dilihat pada *flowchart* berikut.



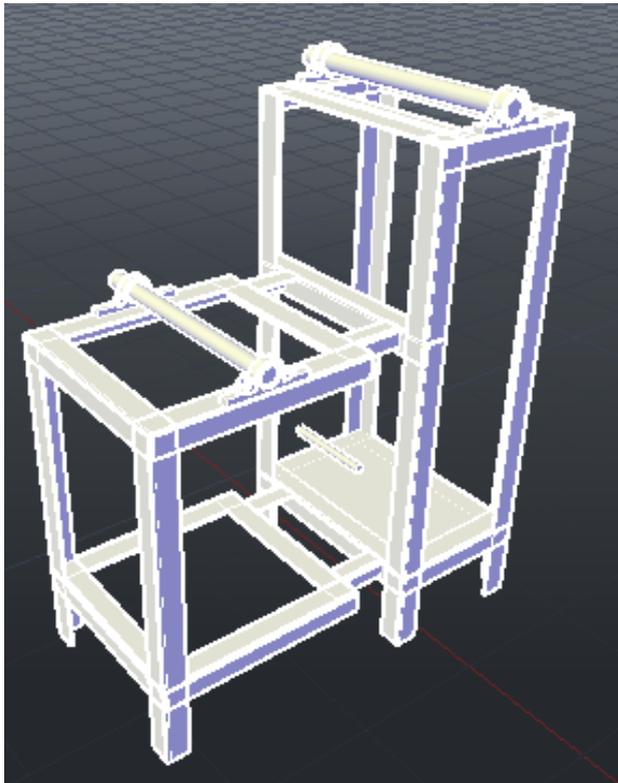
Gambar 3-13 *Flowchart* perhitungan perancangan transmisi

Penentuan kapasitas dalam perancangan ini berdasarkan hasil pengambilan data. Jumlah putaran yang dibutuhkan untuk melepaskan seluruh biji pada saat pengambilan data tersebut dibuat beberapa kali lipat lebih banyak. Sehingga, didapatkan kapasitas baru yang digunakan untuk patokan menentukan besar daya yang dibutuhkan. Setelah itu, baru dilakukan perancangan sabuk-V dan *pulley*. Kemudian, perancangan poros, pasak, dan *bearing* akan dilakukan dengan pertimbangan material juga.

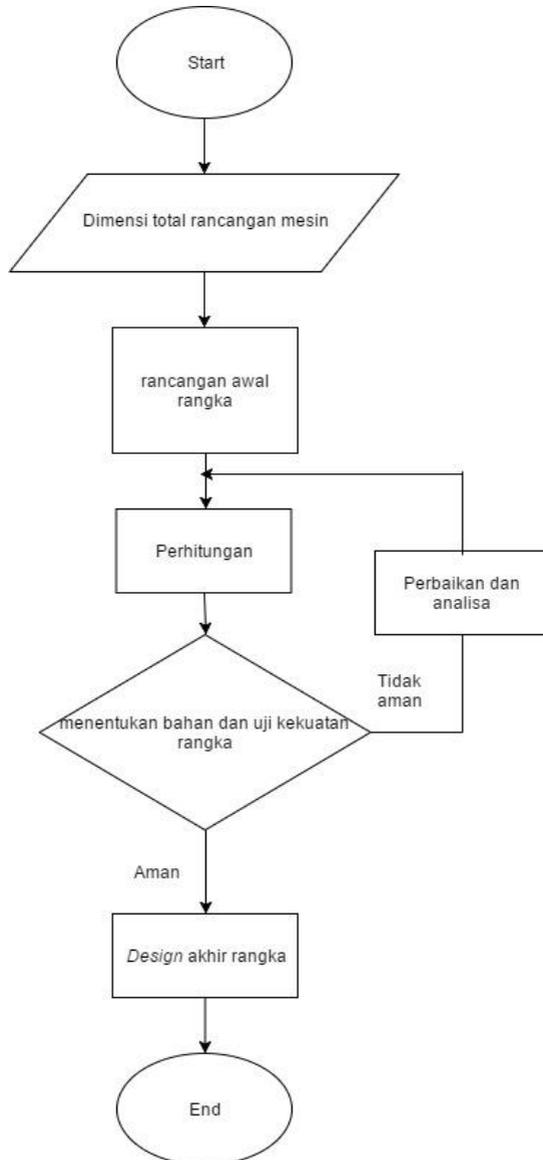
3.7 Perancangan Rangka Mesin

Mesin pemipil dan pemotong bonggol yang digunakan sebagai referensi pada perancangan ini adalah dua mesin yang terpisah. Rangka dari mesin pemipil yang telah ada memiliki empat kaki dengan dua kaki yang bersebelahan lebih panjang dari dua kaki lainnya. Hal ini menyebabkan rangka mesin tersebut miring atau tidak simetris. Selain itu, fungsi dari kemiringan tersebut adalah memastikan jagung untuk terus berjalan melewati pemipil. Selain itu, rangka untuk mesin penghancur bonggol memiliki empat kaki simetris sebagai penyangga. Pada beberapa mesin yang telah ada, diantara empat kaki penyangga tersebut diberi semacam poros yang dapat dipasang roda untuk memudahkan pergerakan mesin ketika berpindah tempat. Tentu saja roda ini dapat dibongkar pasang untuk menghindari selip yang diakibatkan oleh getaran pada saat mesin menyala.

Oleh karena itu, rangka mesin yang dirancang akan disesuaikan dimensinya dengan mesin yang telah dirancang. Hal ini dikarenakan terdapat dua mesin yang ditata agar dapat berfungsi secara bersamaan. Selain itu, rangka mesin dirancang agar tidak ada celah yang memungkinkan untuk membuat operator terluka. Perhitungan ergonomi juga digunakan sebagai pertimbangan agar operator merasa nyaman saat menggunakan mesin. Berikut adalah *flowchart* perancangan mesin.



Gambar 3-14 Rancangan rangka mesin



Gambar 3-15 Diagram alir perhitungan rangka mesin

3.8 Penyusunan Laporan

Langkah terakhir dari tugas akhir ini yaitu penyusunan laporan yang bertujuan agar terdapat bukti otentik yang menunjukkan bahwa pernah dilakukan penelitian. Selain itu dapat digunakan sebagai bahan referensi dalam pengembangan produk dari alat yang serupa.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISA

4.1 Data Hasil Pengujian

Langkah yang dilakukan sebelum pengujian adalah pengukuran dimensi jagung. Jagung yang digunakan sebagai *sample* sebanyak lima buah. Pengukuran dimensi jagung menggunakan tali ukur dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.1. berdasarkan pengukuran tersebut, diperoleh panjang jagung serta jari-jari jagung dan bonggol dengan asumsi jagung dianggap berbentuk tabung. Panjang rata-rata sebesar 18.02 cm dengan jari-jari jagung (R) sebesar 2.1 cm dan jari-jari bonggol (r) sebesar 1.6 cm.

Tabel 4-1 Data hasil pengukuran dimensi jagung dan bonggol

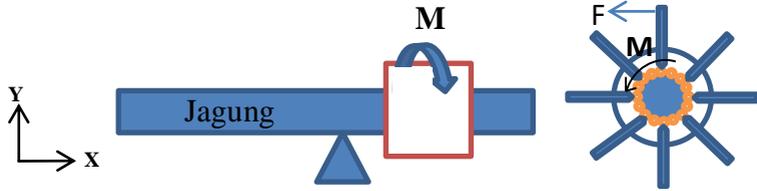
No	Panjang jagung (X)	Keliling jagung (Y)	Keliling bonggol (Z)
1	17.4 cm	13 cm	9 cm
2	18.5 cm	12.1 cm	9.5 cm
3	18.2 cm	12.8 cm	9.7 cm
4	19 cm	14 cm	11.8 cm
5	17 cm	13.2 cm	10 cm
Rata-rata	$\bar{X} = 18.02$ cm	$\bar{Y} = 13.02$ cm	$\bar{Z} = 10$ cm

Pengujian pertama yang dilakukan memiliki tujuan untuk menemukan waktu pengeringan jagung yang tepat untuk menghasilkan pipilan jagung utuh yang baik dan tidak pecah. Proses pengeringan dilakukan secara alami yaitu menggunakan panas matahari langsung. Seluruh *sample* dijemur selama delapan jam sehari. Setiap hari, jagung diambil satu secara acak setelah dijemur untuk dilakukan pemipilan secara manual. Proses pengeringan dan pemipilan secara manual terus dilakukan hingga

semua *sample* digunakan. Pada bab sebelumnya, telah disampaikan bahwa pada hari ketiga dapat diperoleh hasil pemipilan yang baik dan tidak pecah. Hal ini menunjukkan bahwa kadar air pada jagung telah rendah dan cocok untuk dilakukan proses pemipilan. Berikut adalah data hasil penyusutan bobot jagung yang telah diperoleh.

Tabel 4-2 Data penyusutan bobot pada jagung

	Berat (gr)		Persentase penyusutan bobot	Berat bonggol (gr)
	Sebelum dijemur (A)	Sesudah dijemur (B)		
Jagung 1	490	128	26 %	110
Jagung 2	580	132	22 %	119
Jagung 3	470	97.8	20 %	87
Jagung 4	580	101	17 %	91.8
Jagung 5	510	99.8	19 %	82



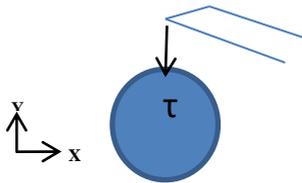
Gambar 4-1 FBD pada saat pengambilan data pemipilan

Berdasarkan data pada tabel 4.2 dapat diketahui pula jika berat rata-rata biji jagung dalam tiap jagungnya seberat 12.6 gr. Pada saat dilakukan pemipilan manual, neraca pegas digunakan untuk menarik baut yang digunakan untuk memipil hingga berputar $\frac{1}{4}$ putaran. Jika, baut yang dipasang sebanyak 16 buah tersebut menyentuh seluruh permukaan jagung dan bergesekan, maka gaya yang diperoleh dari satu titik tersebut akan dianggap merata. Hasil dari pengambilan data tersebut dapat dilihat pada tabel 4.3. dan diperoleh gaya rata-rata sebesar 20.04 N. Data yang digunakan untuk mendapatkan rata-rata gaya pipil mulai dari data ketiga dikarenakan hasil pipilan yang utuh dimulai dari jagung ketiga. Selain itu, dibutuhkan 6 kali putaran pipa untuk merontokkan seluruh biji pada satu jagung dalam waktu 20 detik.

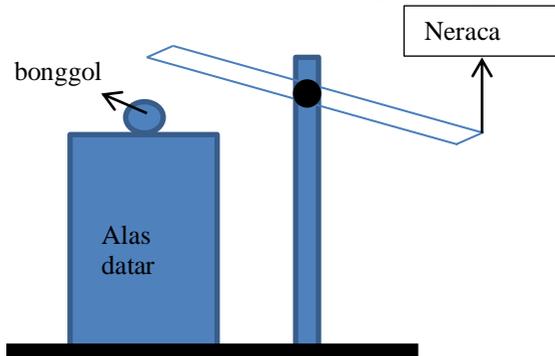
Tabel 4-3 Hasil dari pengambilan data pemipilan manual

No	Jagung	
	Massa (kgf)	Gaya pipil (N)
Jagung 1	4.26	41.7906
Jagung 2	3.4	33.354
Jagung 3	2.85	27.9585
Jagung 4	1.83	17.9523
Jagung 5	1.45	14.2245

Langkah selanjutnya adalah memotong bonggol menggunakan pisau putar. Bonggol ditahan pada posisi statis di atas alas datar dan dihadapkan pada satu mata pisau. Sementara itu, neraca pegas dikaitkan pada mata pisau yang lainnya, kemudian bonggol dipotong menggunakan pisau putar hingga bonggol terpecah. Hasil dari uji coba tersebut dapat dilihat pada tabel 4.4 dengan perolehan gaya potong rata-rata sebesar 30.7 N. Data yang digunakan untuk mendapatkan rerata dimulai dari data ketiga berdasarkan hasil pemipilan jagung yang baik. Luasan permukaan bonggol (A) sebesar $8.04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ dengan asumsi bentuk jagung seperti silinder. Berikut ilustrasi gambar pada saat pengambilan data pemotongan bonggol dan FBD pada saat pemotongan.



Gambar 4-2 FBD pemotongan bonggol



Gambar 4-3 Ilustrasi pengambilan data untuk pemotong bonggol

Tabel 4-4 Hasil dari pengambilan data pemotong bonggol

NO	Bonggol	
	massa (kgf)	gaya (N)
Jagung 1	3.11	30.5091
Jagung 2	3.01	29.5281
Jagung 3	3.21	31.4901
Jagung 4	3.19	31.2939
Jagung 5	2.99	29.3319

Data-data tersebut akan digunakan pada perancangan dasar mesin dan akan dibahas secara mendalam pada subbab selanjutnya.

4.2 Perancangan Dasar

4.2.1 Perencanaan Dasar Mesin Pemipil Jagung

Perencanaan mesin pemipil ini berhubungan dengan penentuan kapasitas mesin (Q) terlebih dahulu. Berdasarkan data yang didapatkan pada subbab sebelumnya bahwa satu jagung membutuhkan empat putaran pipilan untuk memipil biji jagung hingga bersih. Penjelasan lebih rinci telah dijelaskan pada subbab sebelumnya. Berikut rincian data yang diperoleh pada saat uji coba dan perencanaannya.

a. Pada saat pengambilan data

Input : 1 jagung

Jumlah putaran : 6 putaran/ jagung

Waktu : 10 detik (jagung telah bersih dari biji)

Kapasitas : 4.5 kg/jam

$$Q = \frac{12.6 \text{ gr}}{10 \text{ detik}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} = 4.5 \text{ kg/jam}$$

b. Perencanaan mesin

Input : 3 jagung

Jumlah putaran: 60 putaran/detik

Kapasitas yang didapatkan : 1350 kg/jam

$$Q = \frac{(3 \times 10) \times 12.6 \text{ gr}}{\text{detik}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} = 1360.8 \text{ kg/jam}$$

Berdasarkan perencanaan tersebut, mesin mampu memipil 30 jagung tiap detiknya. Sehingga, menghasilkan kapasitas sebesar 1360.8 kg/detik berdasarkan perhitungan teori. Berdasarkan pertimbangan tersebut, ditentukan kapasitas mesin yang dirancang sebesar 1350 kg/jam.

4.2.2 Perencanaan Dasar Mesin Pemotong Bonggol

Penentuan besar kapasitas pada mesin pemotong bonggol ini menyesuaikan dengan mesin pemipil yang telah dirancang. Penyesuaian tersebut dibutuhkan agar tidak terjadi penumpukan bonggol di dalam mesin pemotong bonggol. Hal ini dipengaruhi oleh kecepatan putar pisau pemotong. Oleh karena itu, diperlukan pertimbangan yang diperoleh pada saat pengambilan data. Berikut rincian data yang diperoleh pada saat uji coba dan perencanaannya.

a. Pada saat pengambilan data

Input : 1 bonggol

Jumlah potongan : 33 potongan

Waktu : 2 menit

Kapasitas : 2.6 kg/jam

$$Q = \frac{86.93 \text{ gr}}{2 \text{ menit}} \times \frac{60 \text{ menit}}{1 \text{ jam}} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} = 2.607 \text{ kg/jam}$$

b. Perencanaan mesin

Input : 15 bonggol

Jumlah putaran : 33 putaran/detik

Kapasitas : 1350 kg/jam

Pisau yang digunakan memiliki dua mata pisau. Selain itu, kapasitas telah ditentukan sebelumnya dengan alasan untuk menyesuaikan dengan mesin pemipil. Berdasarkan data tersebut, dapat diketahui jumlah pisau yang dibutuhkan setelah menentukan putaran mesin.

4.3 Perancangan dan Perhitungan Transmisi

Pada perencanaan transmisi dibutuhkan beberapa bagian yang diperlukan untuk dihitung secara berurut. Hal ini dibutuhkan agar perencanaan dapat dilakukan dengan runtut. Pertama, diperlukan penentuan daya motor yang didapatkan berdasarkan kapasitas yang telah ditentukan pada subbab sebelumnya. Kedua, perencanaan *belt* dapat dilakukan setelah mengetahui besar daya motor yang diperlukan. Selanjutnya, perencanaan pulley dapat dilakukan. Kemudian, berdasarkan perencanaan tersebut dapat dilakukan perencanaan pada bagian poros pasak, dan *bearing*.

4.3.1 Perancangan Daya Motor, Belt, dan Pulley

a. Perhitungan dan Perancangan Daya Motor

Berdasarkan perancangan pada subbab sebelumnya, ditentukan diameter silinder pemipil sebesar 7.2 cm dengan panjang 40 cm. Silinder pemipil tersebut akan berputar 60 kali per detik, sehingga dapat diketahui kecepatan putar silinder pemipil sebagai berikut.

$$V = 60 \text{ putaran/detik} \times K_{\text{lingkaran}} \quad V = \frac{\pi \times d \times n_2}{60}$$

$$V = 60 \times (\pi \times d) \quad n_2 = 1146.5 \text{ rpm}$$

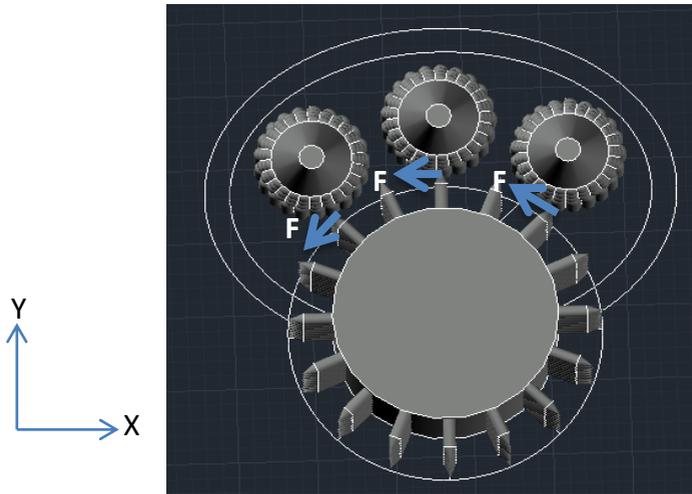
$$V = 4.32 \text{ m/s} \quad n_2 \approx 1147 \text{ rpm}$$

Kemudian untuk kecepatan sudut silinder pemipil sebagai berikut.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n_2}{60}$$

$$\omega = 120 \text{ rad/s}$$

Selain itu, dibutuhkan besar gaya tangensial yang dikenakan pada jagung selama proses pemipilan. Setiap jagungnya akan dikenai pemipil sebanyak 16 dalam stu putaran silinder. Biji jagung akan rontok sepenuhnya dari jagung ketika dikenai sebanyak 6 putaran. Mesin pemipil akan penuh ketika 6 jagung masuk dan diputar bersamaan. Berikut perhitungannya.



Gambar 4-4 FBD pada saat jagung dipipil

$$F_t = m \times \omega^2 \times r$$

$$F_t = 0.0126 \text{ kg} \times (120 \text{ rad/s})^2 \times 0.036 \text{ m}$$

$$F_t = 6.53 \text{ N}$$

Berdasarkan hal tersebut, dapat diketahui pula besar torsi yang dibutuhkan.

$$T = z \times F_t \times r$$

$$T = (3 \times 16) \times 6.53 \text{ N} \times 0.036 \text{ m}$$

$$T = 11.29 \text{ Nm (ketika input 3 jagung)}$$

$$T = (6 \times 16) \times 6.53 \text{ Nm} \times 0.036 \text{ m}$$

$$T = 22.57 \text{ Nm (ketika mesin full)}$$

Setelah itu, dapat diketahui daya yang dibutuhkan sebagai berikut.

$$P = \frac{T \times \omega}{726}$$

$$P = \frac{11.29 \text{ Nm} \times 120 \text{ rad/s}}{726}$$

$$P = 1.87 \text{ hp (ketika input sebanyak 3 jagung)}$$

$$P = \frac{22.57 \text{ Nm} \times 120 \text{ rad/s}}{726}$$

$$P = 3.73 \text{ hp (ketika mesin full)}$$

Kemudian, dibutuhkan perhitungan kebutuhan daya untuk pemotong bonggol karena digunakan sebagai pertimbangan pemilihan motor penggerak. Berikut perencanaan dan perhitungannya yang dimulai dari penentuan putaran mesin dan jumlah pisau yang dibutuhkan. Diameter pemotong bonggol sebesar 19 cm dan berputar sebanyak 33 putaran per detik.

$$V = 33 \text{ putaran/detik} \times K_{\text{lingkaran}}$$

$$V = 33 \times (\pi \times d)$$

$$V = 6.27 \text{ m/s}$$

$$V = \frac{\pi \times d \times n_1}{60} \quad \longleftrightarrow \quad n_1 = \frac{V \times 60}{\pi \times d}$$

$$= \frac{6.27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 60}{3.14 \times 0.19 \text{ m}}$$

$$= 630.57 \text{ rpm}$$

$$\approx 631 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n_1}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 631 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 66 \text{ rad/s}$$

Setelah itu, jumlah pisau yang dibutuhkan dapat diketahui menggunakan persamaan berikut.

$$n_1 = \frac{Q}{m \times z} \quad \longleftrightarrow \quad z = \frac{Q}{m \times n_1}$$

Massa dalam satu kali pemotongan bonggol dapat diketahui dengan cara pengambilan acak dari bonggol yang telah dipotong sebanyak 100 gram dalam 40 potongan.

$$m = \frac{100 \text{ gram}}{40}$$

$$\begin{aligned}
&= 2.5 \text{ gram} \\
&= 0.0025 \text{ kg} \\
z &= \frac{1350 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times \frac{1 \text{ jam}}{60 \text{ menit}}}{0.0025 \text{ kg} \times 631 \text{ rpm}} \\
&= 14.26 \text{ pisau} \\
&\approx 14 \text{ pisau}
\end{aligned}$$

Setelah diketahui jumlah pisau yang dibutuhkan, perancangan memerlukan nilai tegangan geser pada saat pemotongan bonggol untuk mengetahui besar gaya potong yang dibutuhkan. Tegangan geser pada saat pengambilan data dapat diketahui menggunakan persamaan berikut. Data yang digunakan merupakan data yang didapatkan pada hari ketiga.

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{F}{A} \\
\tau &= \frac{31.49 \text{ N}}{0.00075 \text{ m}^2} = 42035.75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}
\end{aligned}$$

Tabel 4-5 Nilai tegangan geser pada bonggol

No	Bonggol		
	Gaya (N)	Luasan (m ²)	Tegangan geser (N/m ²)
Jagung 1	30.51	0.00065	47309.33
Jagung 2	29.53	0.00072	41096.59
Jagung 3	31.49	0.00075	42035.75
Jagung 4	31.29	0.00111	28224.82
Jagung 5	29.33	0.00079	36838.48

Berdasarkan perhitungan tegangan geser saat pengambilan data sebelumnya, dapat diketahui tegangan geser rata-rata. Data yang digunakan mulai dari hari ketiga dikarenakan bonggol yang bagus untuk digiling dimulai dari hari ketiga. Tegangan geser rata-rata yang didapatkan sebagai berikut.

$$\bar{\tau} = \frac{42035.75 + 28224.82 + 36838.48}{3}$$

$$A_{bonggol} = \frac{0.00075 + 0.00111 + 0.00079}{3}$$

$$\bar{\tau} = 35699.68 \frac{N}{m^2} \qquad A_{bonggol} = 0.000883 m^2$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, dapat diketahui gaya potong, torsi, dan daya motor yang dibutuhkan sebagai berikut.

$$d_{pisau} = 19 \text{ cm}$$

$$n_1 = 631 \text{ rpm}$$

1. Gaya potong yang dibutuhkan

$$F_t = \tau \times A_{bonggol}$$

$$F_t = 35699.68 \frac{N}{m^2} \times 0.000883 m^2$$

$$F_t = 31.53 \text{ N}$$

2. Torsi yang dibutuhkan

$$T = F_t \times \frac{d}{2}$$

$$T = 31.53 \text{ N} \times \frac{0.19}{2} \text{ m}$$

$$T = 2.99 \text{ Nm (untuk 1 pisau)}$$

$$T = z \times F_t \times \frac{d}{2}$$

$$T = 14 \times 31.53 \text{ N} \times \frac{0.19}{2} \text{ m}$$

$$T = 41.94 \text{ Nm (untuk 14 pisau)}$$

3. Daya yang dibutuhkan

$$P = \frac{z \times T \times \omega}{726}$$

$$P = \frac{14 \times 2.99 \times 66}{726}$$

$$P = 3.81 \text{ hp}$$

Berdasarkan katalog *gasoline engine* dari Firman Indonesia, motor penggerak yang akan digunakan merupakan motor bensin dengan daya sebesar 5.5 hp dan putaran mesin 3600 rpm. Berikut data yang didapatkan dari motor penggerak tersebut.

Tabel 4-6 Data katalog motor penggerak yang akan digunakan

no	Data	Ukuran
1	Tipe	SFE160 R
2	Kategori	<i>Gasoline Engine</i>
3	Mesin	Air cooled 4-stroke OHV Single Cylinder
4	Kapasitas silinder	163 cc
5	Diameter x langkah	68 x 45
6	Daya maksimum	5.5 hp/ 3600 rpm
7	Torsi	1.1 kg.m/2500 rpm
8	Sistem penyalan	Recoil Starter
9	Kapasitas bahan bakar	3.6 liter
10	Kapasitas oli mesin	600 ml
11	Penyaringan udara	Semi-dry
12	Pemakaian bahan bakar	313 g/Kwh
13	Berat bersih	15 kg
14	Perbandingan kompresi	8.5 : 1
15	Dimensi p x l x t (mm)	340 x 400 x 340

b. Perhitungan dan Perancangan Pulley

Berdasarkan data sebelumnya, motor penggerak dengan putaran engine (n_3) sebesar 3600 rpm dan akan dihubungkan pada *pulley* untuk pemipil jagung dan pemotong bonggol. Dimeter *pulley* untuk *engine* (D_3) sebesar 8.5 cm. Putaran untuk pemipil jagung (n_2) sebesar 1147 rpm dan pemotong bonggol (n_1) sebesar 631 rpm, sehingga didapatkan diameter pulley untuk pemipil (D_2) dan pemotong bonggol (D_1) sebagai berikut.

$$\frac{n_3}{n_2} = \frac{D_2}{D_3}$$

$$\frac{3600 \text{ rpm}}{1147 \text{ rpm}} = \frac{D_2}{8.5 \text{ cm}}$$

$$D_2 = 34 \text{ cm}$$

$$\frac{n_3}{n_1} = \frac{D_1}{D_3}$$

$$\frac{3600 \text{ rpm}}{631 \text{ rpm}} = \frac{D_1}{8.5 \text{ cm}}$$

$$D_1 = 48.5 \text{ cm}$$

c. Perhitungan dan Perancangan Belt

Panjang *belt* dapat dicari menggunakan rumus sebagai berikut.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_3 + D_1) + \frac{1}{4C}(D_3 - D_1)^2$$

Nilai C merupakan jarak antar *pulley* dan dapat dicari dengan batasan sebagai berikut.

$$C_{\max} = 3 \times (D + d)$$

$$C_{\min} = D + d$$

a. Jarak antara *pulley engine* dan pemipil

$$C_{\max} = 3 \times (D_3 + D_2)$$

$$C_{\min} = D_3 + D_2$$

$$C_{\max} = 3 \times (8.5 + 34)$$

$$C_{\min} = 8.5 + 34$$

$$C_{\max} = 127.5 \text{ cm}$$

$$C_{\min} = 42.5 \text{ cm}$$

Oleh karena itu, jarak antar *pulley* diambil 100 cm.

$$L = (2 \times 100) + \frac{\pi}{2}(8.5 + 34) + \frac{1}{4}(8.5 - 34)^2$$

$$L = 396.98 \text{ cm} = 3969.8 \text{ mm}$$

b. Jarak antara *pulley engine* dan pemotong

$$C_{\max} = 3 \times (D_3 + D_1)$$

$$C_{\min} = D_3 + D_1$$

$$C_{\max} = 3 \times (8.5 + 48.5)$$

$$C_{\min} = 8.5 + 48.5$$

$$C_{\max} = 171 \text{ cm}$$

$$C_{\min} = 57 \text{ cm}$$

Jarak antara *pulley* 3 dan 1 adalah 80 cm.

$$L = (2 \times 80) + \frac{\pi}{2}(8.5 + 48.5) + \frac{1}{4}(8.5 - 48.5)^2$$

$$L = 659.49 \text{ cm} = 6594.9 \text{ mm}$$

Kemudian, besar nilai gaya tangensial dibutuhkan menggunakan persamaan berikut.

$$T = F_t \frac{d}{2}$$

$$T = \frac{63000 \times hp}{n}$$

$$T = \frac{63000 \times 5.5}{3600}$$

$$T = 96.25 \text{ Nm}$$

Masing-masing *pulley* mendapatkan gaya tarikan dari *belt* sebesar F_1 (sisi kancang) dan F_2 (sisi kendor). Berikut nilai tarikan *belt* yang diterima oleh masing-masing *pulley*.

Gaya tarikan *belt* pada *pulley* 1

Sudut kontak antara *belt* dan *pulley* (θ)

$$\theta_1 = 180^\circ - \frac{R_2 - R_1}{C} \times 60^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ - \frac{340 - 85}{100} \times 60^\circ = 27^\circ$$

Dengan 1 rad = 57.32°

$$\theta_1 = \frac{27^\circ}{57.32^\circ} = 0.47 \text{ rad}$$

Besar gaya tarikan *belt* didapatkan menggunakan persamaan berikut.

$$F_e = F_1 - F_2 \quad \text{dan} \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} = m$$

Dimana :

$e = 2.71828$ (bilangan natural)

$f = 0.3$ (faktor koreksi untuk *belt* dengan material *rubber*)

$$F_e = \frac{T}{r} \quad m = e^{0.3 \times 0.47}$$

$$F_e = \frac{96.25 \text{ Nm}}{85 \text{ mm}} = 1.13 \text{ N} \quad m = 1.15$$

$$1.13 \text{ N} = F_1 - F_2 \quad F_1 = 1.15 \times F_2$$

$$1.13 \text{ N} = 1.15F_2 - F_2 \quad F_1 = 1.15 \times 7.53$$

$$F_2 = 7.53 \text{ N} \quad F_1 = 8.7 \text{ N}$$

Gaya tarikan *belt* pada *pulley* 2

Sudut kontak antara *belt* dan *pulley* (θ)

$$\theta_1 = 180^\circ - \frac{R_2 - R_1}{C} \times 60^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ - \frac{485 - 85}{80} \times 60^\circ = -120^\circ$$

Dengan 1 rad = 57.32°

$$\theta_1 = \frac{120^\circ}{57.32^\circ} = 2.09 \text{ rad}$$

Besar gaya tarikan *belt* didapatkan menggunakan persamaan berikut.

$$F_e = F_1 - F_2 \quad \text{dan} \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} = m$$

Dimana :

$e = 2.71828$ (bilangan natural)

$f = 0.3$ (faktor koreksi untuk *belt* dengan material *rubber*)

$$F_e = \frac{T}{r} \qquad m = e^{0.3 \times 2.09}$$

$$F_e = \frac{96.25 \text{ Nm}}{85 \text{ mm}} = 1.13 \text{ N} \qquad m = 1.87$$

$$1.13 \text{ N} = F_1 - F_2 \qquad F_1 = 1.87 \times F_2$$

$$1.13 \text{ N} = 1.87F_2 - F_2 \qquad F_1 = 1.87 \times 1.3$$

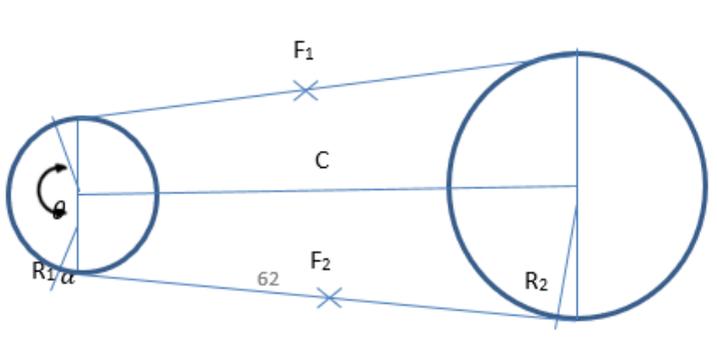
$$F_2 = 1.3 \text{ N} \qquad F_1 = 2.43 \text{ N}$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, dipilih *belt* dan *pulley* yang sesuai perhitungan dan rancangan. Rancangan *pulley* diambil pada katalog “*SKF Pulley Catalog*” dengan mempertimbangkan *pitch length* (L). Hasil kesimpulan tersebut dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4-7 Spesifikasi V-belt dan Pulley

No	Data	Keterangan
1	Sabuk	Classic V-belt
2	Material	<i>Rubber</i>
3	Panjang V-belt	4000 mm design PHG SPB4000 (sabuk untuk pemipil) 6700 mm design PHG SPB6700 (sabuk untuk pemotong bonggol)
4	Diameter pulley	SKF <i>pulley</i> katalog PHP 2SPA85TB (<i>pulley</i> pada motor) SKF <i>pulley</i> katalog PHP 1SPA355TB (<i>pulley</i> pada pemipil) SKF <i>pulley</i> katalog PHP 1SPA500TB (<i>pulley</i> pada pemotong bonggol)
5	Tebal pulley	35 mm (<i>pulley</i> pada motor) 32 mm (<i>pulley</i> pada pemipil) 45 mm (<i>pulley</i> pada pemotong bonggol)

6	Gaya tarikan belt pada pulley 1	$F_1 = 8.7 \text{ N}$ $F_2 = 7.53 \text{ N}$
7	Gaya tarikan belt pada pulley 2	$F_1 = 2.43 \text{ N}$ $F_2 = 1.3 \text{ N}$



Gambar 4-5 Gaya yang terjadi pada pulley

4.3.2 Perancangan dan Perhitungan Poros

Perancangan poros dapat dilakukan setelah mengetahui diameter *pulley* agar dapat dihitung nilai beban, serta momen yang diakibatkan oleh *pulley* tersebut. Berikut data yang didapatkan dari data sebelumnya dan panjang poros yang direncanakan.

$$d_{\text{motor}} = 85 \text{ mm}$$

$$d_2 = 34 \text{ mm}$$

$$d_1 = 485 \text{ mm}$$

$$m_{\text{motor}} = 0.7 \text{ kg}$$

$$m_2 = 7.6 \text{ kg}$$

$$m_1 = 9.4 \text{ kg}$$

$$L_{\text{motor}} = 230 \text{ mm}$$

$$L_2 = 560 \text{ mm}$$

$$L_1 = 500 \text{ mm}$$

$$\rho_{\text{pemipil}} = \rho_{\text{pisau}} = 8700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Kemudian, dilakukan perhitungan gaya tumpuan pada setiap poros. Pada poros utama, gaya akibat *pulley* disimbolkan sebagai

P_1 dan gaya akibat silinder pemipil P_3 . Silinder pemipil terdiri dari silinder dan *spikes* yang berjumlah 96. Selain itu, merupakan gaya yang timbul akibat *bearing*. Berikut perhitungan dan ilustrasinya.

$$V_{spikes} = 96 \times \pi \times r^2 \times \left(0.01 \text{ m} + \frac{1}{3} \times 0.005 \text{ m}\right)$$

$$V_{spikes} = 96 \times 3.14 \times 0.002^2 \times 0.0117$$

$$V_{spikes} = 0.000000147 \text{ m}^3$$

$$V_{tabung} = \pi r^2 t$$

$$V_{tabung} = 3.14 \times 0.036^2 \times 0.4$$

$$V_{tabung} = 0.001628 \text{ m}^3$$

$$V_{pemipil} = V_{tabung} - V_{spikes} = 0.001628 \text{ m}^3$$

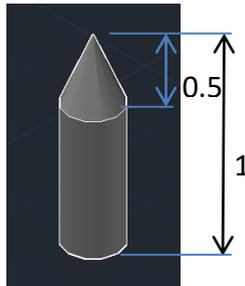
$$m_{siinder} = 8700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.001614 \text{ m}^3$$

$$P_3 = 14.04 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

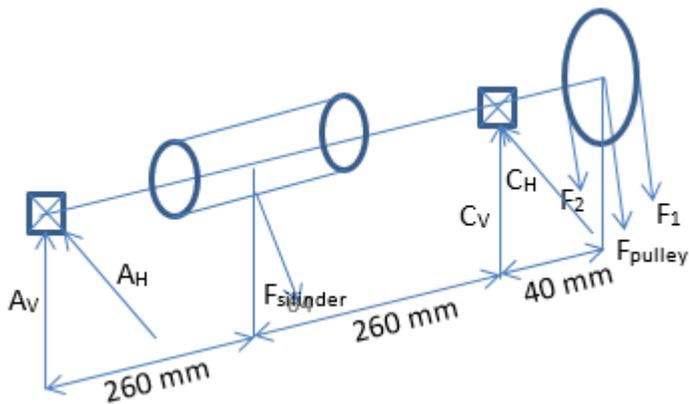
$$m_{siinder} = 14.16 \text{ kg}$$

$$P_3 = 137.58 \text{ N}$$

$$P_2 = 7.6 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{m}^2} = 74.48 \text{ N}$$

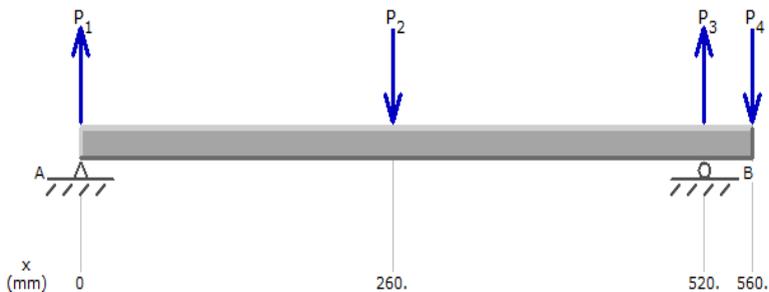


Gambar 4-6 Panjang *spikes* pada pemipil dalam satuan centimeter



Gambar 4-7 Gaya yang terjadi pada poros 1

Komponen yang diletakkan pada poros 1 antara lain, dua bearing, silinder pemipil dan pulley. Masing-masing komponen diuraikan gayanya pada arah vertikal dan horizontal. Pada titik A, poros diberikan tumpuan jepit sebagai akibat dari gaya tangensial dan radial yang dialami poros. Gaya radial ditahan oleh rumah *bearing*. Sedangkan pada titik C, diberikan tumpuan *roller* sebagai akibat gaya radial yang terjadi. Berikut perhitungan gaya tumpuan yang terjadi pada *bearing*.



Gambar 4-8 Ilustrasi gaya pada poros pemipil arah horizontal

Berdasarkan gambar tersebut, dapat dihitung nilai gaya tumpuan pada P_2 dan P_4 sebagai berikut.

$$+\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$(-137.58 \times 260) + (P_3 \times 520) - (74.48 \times 560) = 0$$

$$80.44 + 68.79 = P_3$$

$$149.23 \text{ N} = P_3$$

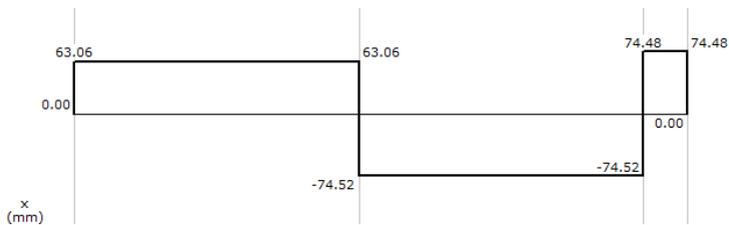
$$+\uparrow \Sigma F = 0$$

$$0 = P_1 + P_3 - P_2 - P_4$$

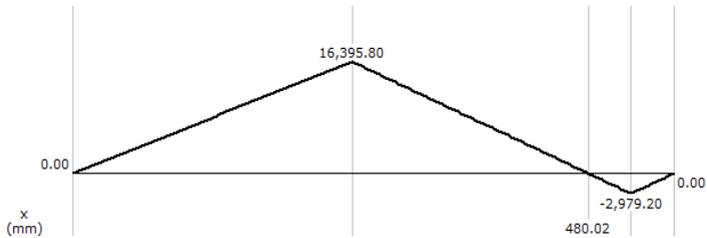
$$P_1 = 137.58 + 74.48 - 149.23$$

$$P_1 = 62.83 \text{ N}$$

Nilai gaya tersebut digambarkan pada *software* MDSolids, sehingga menghasilkan diagram tegangan geser dan momen sebagai berikut.



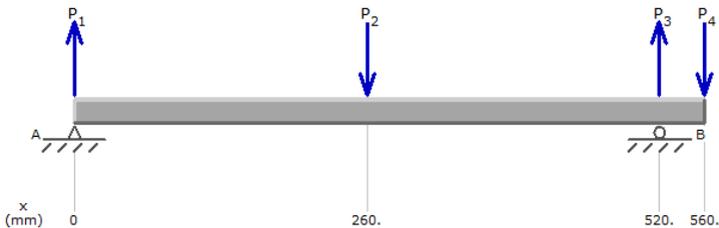
Gambar 4-9 Diagram tegangan geser pada poros utama arah horizontal



Gambar 4-10 Diagram momen pada poros utama arah horizontal

Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui bahwa poros mendapatkan gaya terbesar pada titik B sebesar 149.23 N. selain itu, momen terbesar terjadi pada titik yang sama sebesar 16395.8 Nmm.

Selanjutnya, mencari nilai gaya pada poros untuk arah vertikal. Gaya tumpuan disimbolkan dengan P_2 dan P_4 . Sedangkan, gaya akibat *pulley* dan silinder pemipil disimbolkan dengan P_1 dan P_3 . Berikut gambar FBD, diagram tegangan geser, dan momen pada poros utama arah vertikal.



Gambar 4-11 Ilustrasi gaya pada poros pemipil arah vertikal

Berdasarkan gambar tersebut, dapat dihitung nilai gaya tumpuan pada P_2 dan P_4 sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 +) \sum M_A &= 0 \\
 (-451.4 \times 260) + (P_3 \times 520) - (132.76 \times 560) &= 0 \\
 143.38 + 225.7 &= P_3 \\
 369.08 \text{ N} &= P_3
 \end{aligned}$$

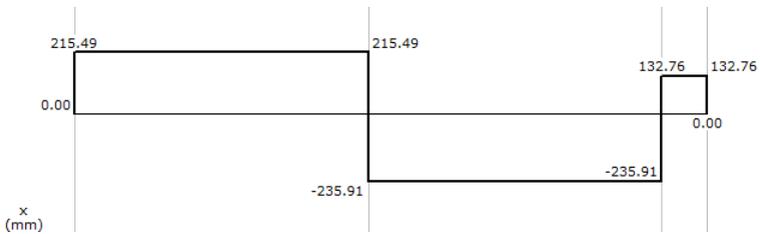
$$\uparrow \sum F = 0$$

$$0 = P_1 + P_3 - P_2 - P_4$$

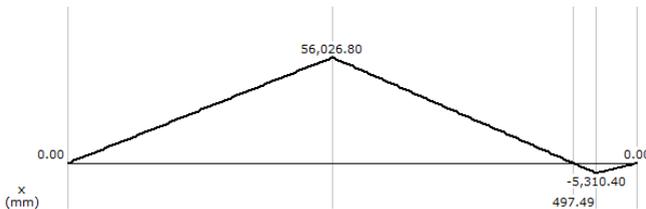
$$P_1 = 451.4 + 132.76 - 369.08$$

$$P_1 = 258.01 \text{ N}$$

Nilai gaya tersebut digambarkan pada *software* MDSolids. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui bahwa poros mendapatkan gaya terbesar pada jarak poros 260 mm sebesar 451.4 N. Selain itu, momen terbesar terjadi pada titik yang sama sebesar 56026.8 Nmm. Sehingga, didapatkan diagram tegangan geser dan momen sebagai berikut.



Gambar 4-12 Diagram tegangan geser pada poros utama arah vertikal



Gambar 4-13 Diagram momen pada poros utama arah vertikal

Selanjutnya, nilai resultan momen dihitung untuk menentukan diameter poros yang diperlukan dengan ketentuan material yang digunakan poros adalah ST37. Berdasarkan SKF *pulley* katalog, batasan *bore pulley* pada tipe PHP 1SPA355TB yaitu 14 mm – 50 mm.

$$M_r = M_b = \sqrt{(M_{x,H})^2 + (M_{x,V})^2}$$

$$M_r = M_b = \sqrt{(19375)^2 Nmm + (56026.8)^2 Nmm}$$

$$M_r = M_b = 524.67 \text{ lb. in}$$

Material ST 37 memiliki nilai *Ultimate Strength* (S_u) sebesar 20000 Psi dan *yield strength* (S_{yp}) sebesar 17000 Psi. Nilai *safety factor* yang digunakan sebesar 2 dengan pertimbangan bahwa torsi yang mengenai poros dianggap sama.

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_w \cdot \frac{S_n}{K_f}$$

Berdasarkan material yang telah ditentukan, didapatkan nilai-nilai sebagai berikut.

$$S_n = 0.5 S_u = 10000 \text{ Psi}$$

$C_R = 1 - 0.08$ (DMF) dengan nilai DMF = 1.28 untuk survival rate 90%

$$C_R = 0.8976$$

$C_S = 0.85$ untuk diameter antara ½ - 2 inc

$$C_f = 0.74$$

$K_f = 1.6$ (*Bending*) dan 1.3 (*torsion*)

$$S_e = 0.8976 \times 0.85 \times 0.74 \times 1 \times \frac{10000}{1.6} = 3528.69 \text{ Psi}$$

Kemudian mencari besar diameter yang dibutuhkan menggunakan teori MSST dikarenakan mesin tidak mengalami *shock load* selama beroperasi.

$$\frac{S_{yp}}{SF} \geq \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_R \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} (T_m)^2}$$

$$\frac{17000}{2} \geq \frac{32}{3.14 \times d^3} \sqrt{1 \left(\frac{17000}{3528.69} \cdot 524.67 \right)^2 + \frac{3}{4} 1(302.09)^2}$$

$$8500 \geq \frac{32}{3.14 \times d^3} \sqrt{6708119.178 + 68443.776}$$

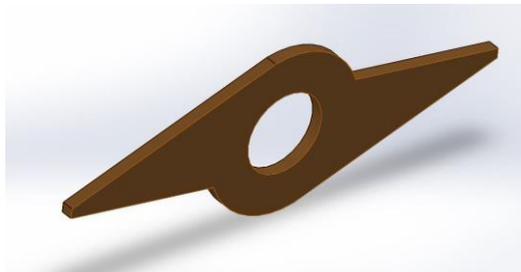
$$d^3 \geq \frac{32 \times 2603.18}{3.14 \times 8500}$$

$$d \geq 1.5 \text{ inc}$$

$$d_{\min} = 1.5 \text{ in} = 37 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, diameter minimal yang dianggap aman adalah 37 mm. Oleh karena itu, dipilih diameter 40 mm agar sesuai dengan SKF *pulley* katalog.

Selanjutnya, dilakukan perhitungan untuk poros yang kedua. Pada poros yang kedua, gaya akibat *pulley* disimbolkan sebagai P_4 dan gaya akibat pisau penghancur bonggol disimbolkan P_2 . Pisau penghancur yang dibutuhkan berjumlah 14 dan dirancang satu kali putar untuk dua mata pisau sekaligus dengan ketebalan 10 mm. Selain itu symbol tersebut, merupakan gaya yang timbul akibat *bearing*.



Gambar 4-14 Rancangan pisau penghancur bonggol

Pisau digambarkan pada software SolidWorks untuk mengetahui volume pada satu pisau. Besar volume tersebut digunakan untuk mencari nilai gaya yang diakibatkan 14 pisau

terhadap poros kedua. Berikut nilai volume pisau bermata dua berdasarkan SolidWorks.

$$V_{pisau} = 30228.79 \text{ mm}^3$$

$$V_{pisau} = 0.0000302 \text{ m}^3$$

$$V_{pisau} = 7 \times 0.0000302 \text{ m}^3$$

$$V_{pisau} = 0.000211 \text{ m}^3$$

$$m_{pisau} = 8700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.000211 \text{ m}^3$$

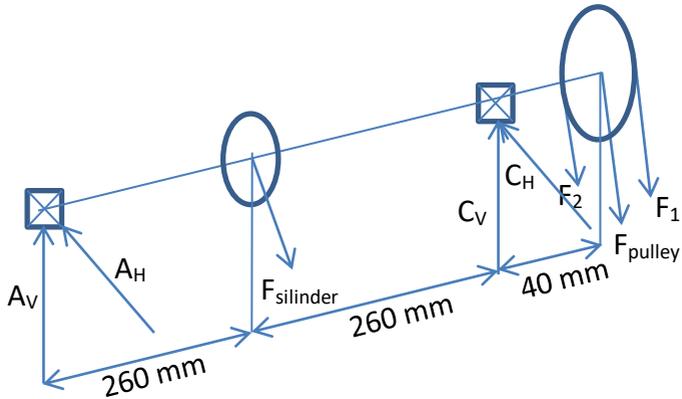
$$m_{silinder} = 1.84 \text{ kg}$$

$$P_2 = 1.84 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_2 = 18.04 \text{ N}$$

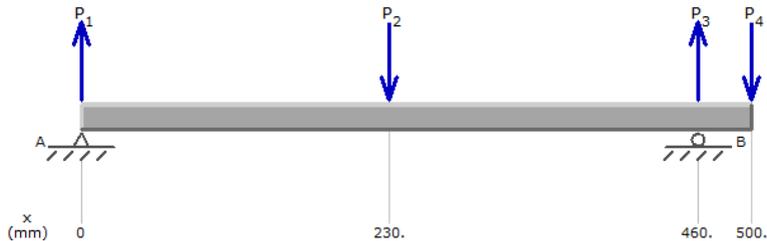
$$P_4 = 9.4 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{m}^2}$$

$$P_4 = 92.12 \text{ N}$$



Gambar 4-15 Gaya yang terjadi pada poros 1

Komponen yang diletakkan pada poros 2 antara lain, dua bearing, silinder pemipil dan pulley. Masing-masing komponen diuraikan gayanya pada arah vertikal dan horizontal. Pada titik A, poros diberikan tumpuan jepit sebagai akibat dari gaya tangensial dan radial yang dialami poros. Gaya radial ditahan oleh rumah bearing. Sedangkan pada titik C, diberikan tumpuan roller sebagai akibat gaya radial yang terjadi. Berikut perhitungan gaya tumpuan yang terjadi pada bearing



Gambar 4-16 Ilustrasi gaya pada poros pemotong arah horizontal

Berdasarkan gambar tersebut, dapat dihitung nilai gaya tumpuan pada P_1 dan P_3 sebagai berikut.

$$+\circlearrowleft \Sigma M_A = 0$$

$$(-18.04 \times 230) + (P_3 \times 460) - (92.12 \times 500) = 0$$

$$15.965 + 177.15 = P_3$$

$$193.12 \text{ N} = P_3$$

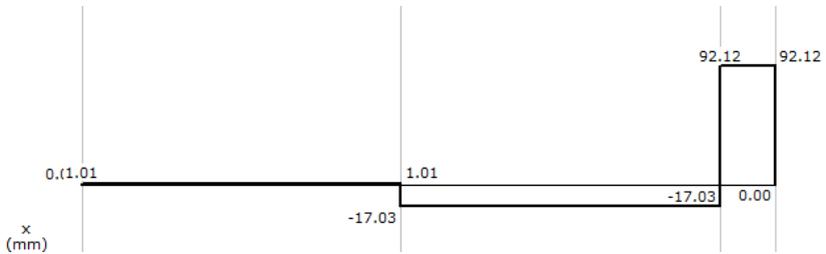
$$+\uparrow \Sigma F = 0$$

$$0 = P_1 + P_3 - P_2 - P_4$$

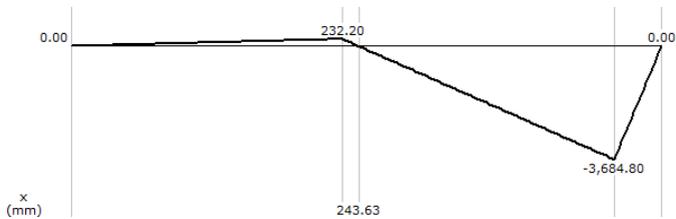
$$P_1 = 18.04 - 193.12 + 92.12$$

$$P_1 = -82.96 \text{ N}$$

Nilai gaya tersebut digambarkan pada *software* MDSolids, sehingga menghasilkan diagram tegangan geser dan momen sebagai berikut. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui bahwa poros mendapatkan gaya terbesar pada titik B sebesar 193.12 N. Selain itu, momen terbesar terjadi pada titik yang sama sebesar 3684.8 Nmm.



Gambar 4-17 Diagram tegangan geser pada poros kedua arah horizontal



Gambar 4-18 Diagram momen pada poros utama arah horizontal

Selanjutnya, mencari nilai gaya pada poros untuk arah vertikal. Gaya tumpuan disimbolkan dengan P_2 dan P_4 . Sedangkan, gaya akibat *pulley* dan silinder pemipil disimbolkan dengan P_1 dan P_3 . Berikut gambar FBD, diagram tegangan geser, dan momen pada poros utama arah vertikal.

Berdasarkan gambar tersebut, dapat dihitung nilai gaya tumpuan pada P_2 dan P_4 sebagai berikut.

$$\rightarrow \sum M_A = 0$$

$$(-P_2 \times 230) + (P_3 \times 260) - (P_4 \times 500) = 0$$

$$(-436.74 \times 230) - (P_3 \times 260) - (171.09 \times 500) = 0$$

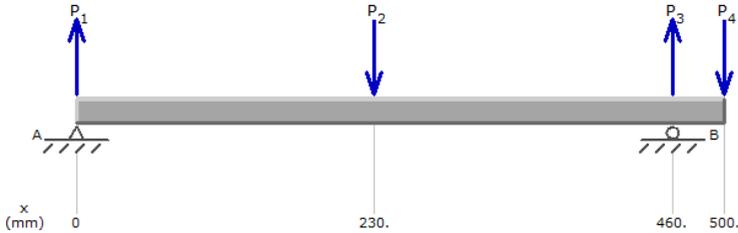
$$P_3 = 715.52 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F = 0$$

$$0 = P_1 - P_2 + P_3 - P_4$$

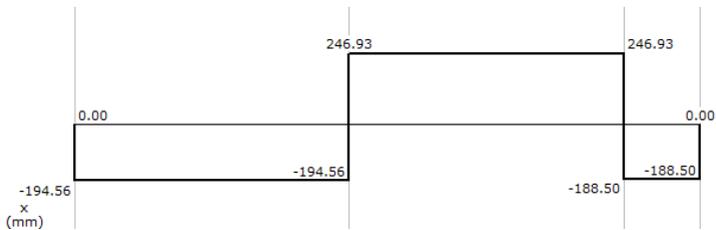
$$P_1 = 436.74 - 715.52 + 171.09$$

$$P_1 = -107.69 \text{ N}$$

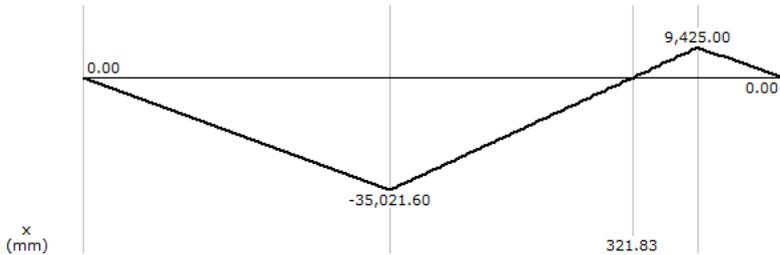


Gambar 4-19 Ilustrasi gaya pada poros pemotong arah vertikal

Nilai gaya tersebut digambarkan pada *software* MDSolids. Panjang poros yang direncanakan sebesar 410 mm. Poros dipasang *bearing* pada jarak 0 mm dan 360 mm. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui bahwa poros mendapatkan gaya terbesar pada titik B sebesar 435.42 N. Selain itu, momen terbesar terjadi pada jarak 180 mm sebesar 35021.60 Nmm. Sehingga, didapatkan diagram tegangan geser dan momen sebagai berikut.



Gambar 4-20 Diagram tegangan geser pada poros kedua arah vertikal



Gambar 4-21 Diagram momen pada poros utama arah horizontal

Selanjutnya, nilai resultan momen dihitung untuk menentukan diameter poros yang diperlukan dengan ketentuan material yang digunakan poros adalah ST37. Berdasarkan SKF *pulley* katalog, batasan *bore pulley* pada tipe PHP 1-B138TB yaitu 19.50 mm – 63.50 mm.

$$M_r = M_b = \sqrt{(M_{x,H})^2 + (M_{x,V})^2}$$

$$M_r = M_b = \sqrt{(3684.8)^2 + (35021.60)^2}$$

$$M_r = M_b = 311.67 \text{ lb.in}$$

Material ST 37 memiliki nilai *Ultimate Strength* (S_u) sebesar 20000 Psi dan *yield strength* (S_{yp}) sebesar 17000 Psi. Nilai *safety factor* yang digunakan sebesar 2 dengan pertimbangan bahwa torsi yang mengenai poros dianggap sama.

$$S_e = C_R \cdot C_S \cdot C_f \cdot C_w \cdot \frac{S_n}{K_f}$$

Berdasarkan material yang telah ditentukan, didapatkan nilai-nilai sebagai berikut.

$$S_n = 0.5$$

$$S_u = 10000 \text{ Psi}$$

$C_R = 1 - 0.08$ (DMF) dengan nilai DMF = 1.28 untuk survival rate 90%

$$C_R = 0.8976$$

$C_S = 0.85$ untuk diameter antara ½ - 2 inc

$$C_f = 0.74$$

$K_f = 1.6$ (*Bending*) dan 1.3 (*torsion*)

$$S_e = 0.8976 \times 0.85 \times 0.74 \times 1 \times \frac{10000}{1.6} = 3528.69 \text{ Psi}$$

Kemudian mencari besar diameter yang dibutuhkan.

$$\frac{S_{yp}}{SF} \geq \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_R \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} (T_m)^2}$$

$$\frac{17000}{2} \geq \frac{32}{3.14 x d^3} \sqrt{1 \left(\frac{17000}{3528.69} \cdot 311.67 \right)^2 + \frac{3}{4} 1 (549.13)^2}$$

$$8500 \geq \frac{32}{3.14 x d^3} \sqrt{2367109.273 + 226157.82}$$

$$d^3 \geq \frac{32 x 1610.36}{3.14 x 8500}$$

$$d \geq 1.25 \text{ inc}$$

$$d_{\min} = 1.25 \text{ in} = 32 \text{ mm}$$

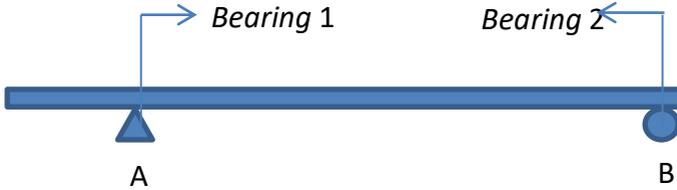
Berdasarkan perhitungan tersebut, diameter minimal yang dianggap aman adalah 17.1 mm. Oleh karena itu, dipilih diameter 35 mm agar sesuai dengan SKF *pulley* katalog.

4.3.3 Perancangan dan Perhitungan Pasak dan Bearing

Perancangan *bearing* dilakukan untuk menyambungkan antara bagian mesin yang bergerak dengan bagian mesin diam. Umumnya, *bearing* yang digunakan dalam perancangan adalah *ball bearing* dan akan dicari menggunakan katalog *ball bearing*

dengan mempertimbangkan diameter poros dan tebal *bearing*. Berdasarkan perencanaan sebelumnya, pada setiap poros dibutuhkan masing-masing dua *bearing*.

Pada perancangan ini, terdapat dua poros yang masing-masing akan dipasang dua *bearing* pada sisi kanan dan kirinya. Berikut ilustrasi posisi *bearing* yang direncanakan.



Gambar 4-22 Ilustrasi posisi bearing pada poros utama



Gambar 4-23 Ilustrasi posisi bearing pada poros kedua

Berdasarkan hasil perhitungan pada subbab sebelumnya, diketahui bahwa diameter minimum *bearing* untuk poros utama sebesar 40 mm, poros kedua 35 mm, dan poros motor 19 mm. contoh perhitungan umur bearing dapat dilihat di bawah ini menggunakan persamaan 2.17 dan 2.18. Pada poros utama, gaya yang diterima poros utama pada titik A (A_{R2}) sebesar 62.83 N dan titik B (B_{R2}) sebesar 149.23 N.

$$d_{\text{pemipil}} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{\text{pemotong}} = 35 \text{ mm}$$

$$A_{R1} = 82.95 \text{ N} = 18.65 \text{ lb}$$

$$d_{\text{motor}} = 19 \text{ mm}$$

$$A_{R2} = 62.83 \text{ N} = 14.12 \text{ lb}$$

$$B_{R2} = 149.23 \text{ N} = 33.55 \text{ lb}$$

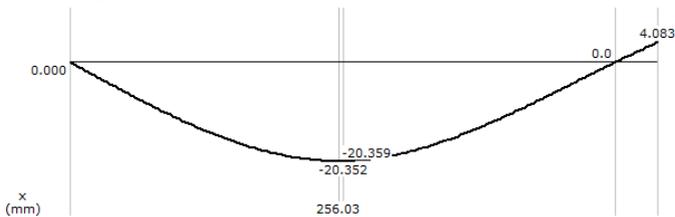
$$B_{R1} = 193.12 \text{ N} = 43.41 \text{ lb}$$

Setelah diketahui reaksi tumpuan pada masing-masing poros, dapat ditentukan tipe bantalan yang dapat digunakan. Oleh karena itu, dibutuhkan perhitungan lebih mendalam mengenai defleksi yang terjadi pada poros. Berikut analisa lendutan dan *slope* pada setiap poros berdasarkan arah horizontal dan vertikal agar dapat diketahui besar lendutan yang mungkin terjadi.

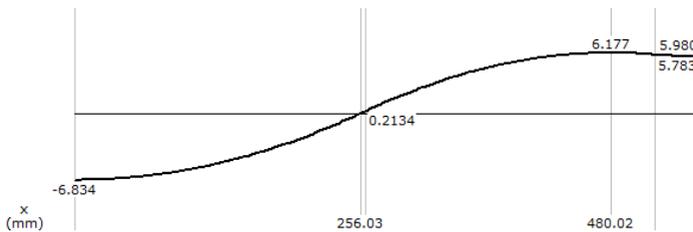
Properties yang dimasukkan ke dalam *software* MDSolid.

$d = 40 \text{ mm}$

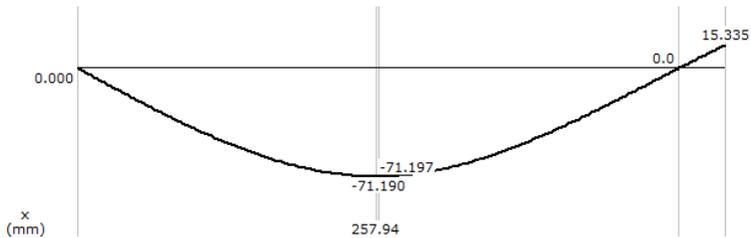
$E = 20000 \text{ psi}$



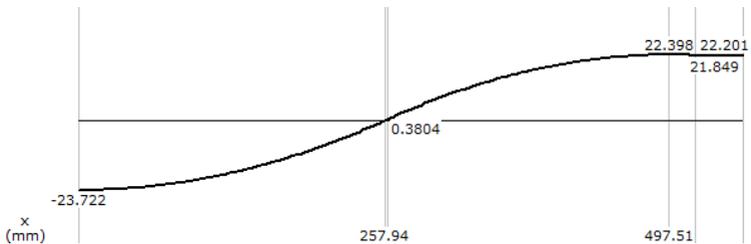
Gambar 4-24 Diagram lendutan maksimal poros 1 arah horizontal



Gambar 4-25 Diagram *slope* poros 1 arah horizontal



Gambar 4-26 Diagram lendutan maksimal poros 1 arah vertikal



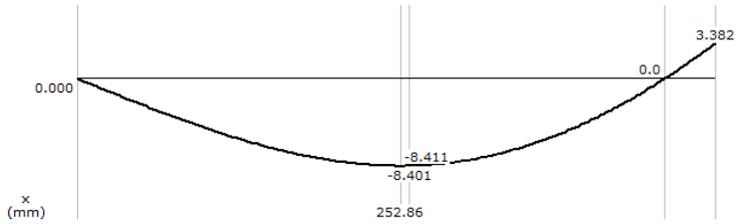
Gambar 4-27 Diagram *slope* poros 1 arah vertikal

Berdasarkan hasil diagram tersebut, diketahui poros untuk pemipil mengalami lendutan sebesar 20 mm arah horizontal dan 71 mm arah vertikal. Selain itu, diketahui pula lendutan terbesar pada jarak 260 mm. Hal ini menunjukkan bahwa poros mempunyai thrust-load yang kecil. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui lendutan maksimal tersebut masih kecil, Sehingga penggunaan dapat dipilih bantalan tipe *ball-bearing*. Perhitungan yang sama dilakukan pada poros untuk pemotong bonggol. Berikut diagram yang dihasilkan.

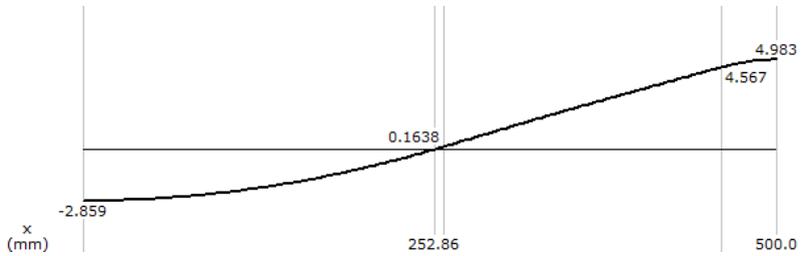
Properties yang dimasukkan ke dalam *software* MDSolid.

$d = 35 \text{ mm}$

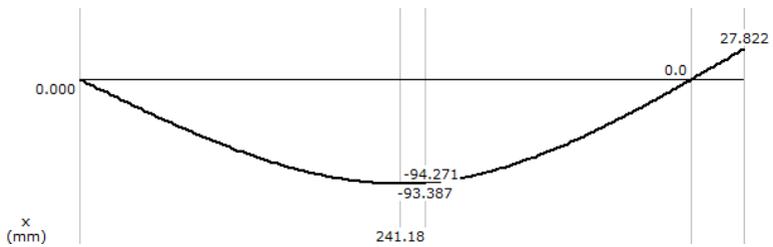
$E = 20000 \text{ psi}$



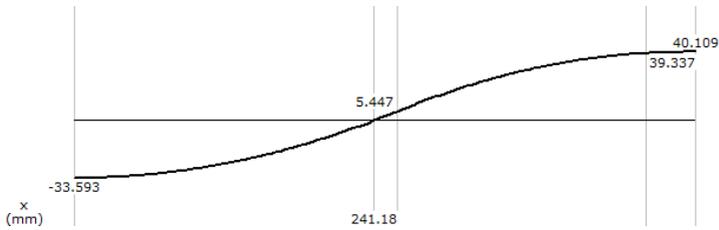
Gambar 4-28 Diagram lendutan maksimal poros 2 arah horizontal



Gambar 4-29 Diagram *slope* poros 2 arah horizontal



Gambar 4-30 Diagram lendutan maksimal poros 2 arah vertikal



Gambar 4-31 Diagram *slope* poros 2 arah vertikal

Berdasarkan hasil diagram tersebut, diketahui poros untuk pemipil mengalami lendutan sebesar 20 mm arah horizontal dan 71 mm arah vertikal. Selain itu, diketahui pula lendutan terbesar pada jarak 260 mm. Hal ini menunjukkan bahwa poros mempunyai thrust-load yang kecil. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui lendutan maksimal tersebut masih kecil, Sehingga penggunaan dapat dipilih bantalan tipe *ball-bearing*.

Berdasarkan katalog “*SKF Rolling Bearing*” didapatkan tipe-tipe *bearing* yang diperlukan. Data lengkap dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4-8 Tipe bearing yang digunakan pada perancangan

Bearing ke-	Type	F_R (lb)	C_o (lb)	C (lb)	X	Y	V	b (mm)
1	Single row deep groove ball bearing type 61908-2RZ	253.6	2248	3102.24	0.56	1.99	1.0	12
2	Single row deep groove ball bearing type	253.6	2248	3102.24	0.56	2.30	1.0	12

	61908-2RZ							
3	Single row deep groove ball bearing type 61907-2RS1	239.66	1753.44	2427.84	0.56	1.99	1.0	10
4	Single row deep groove ball bearing type 61907-2RS1	239.66	1753.44	2427.84	0.56	1.99	1.0	10

Berdasarkan katalog, didapatkan data seperti tebal

bearing 1.

Poros 1

$b_1 = 12 \text{ mm}$

$F_r = 253.6 \text{ lb}$

$d = 40 \text{ mm}$

$n = 1147 \text{ rpm}$

$X = 0.56$

$Y = 1.99$

Poros 2

$b_2 = 10 \text{ mm}$

$F_r = 239.66 \text{ lb}$

$d = 35 \text{ mm}$

$n = 631 \text{ rpm}$

$X = 0.56$

$Y = 1.99$

Setelah mendapatkan *properties* tersebut, dibutuhkan nilai gaya *equivalent* pada poros 1 sebagai berikut.

$$P = x \cdot V \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$P = (0.56 \times 1.0 \times 253.6) + (1.99 \times 33.55) = 208.33 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 1147} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

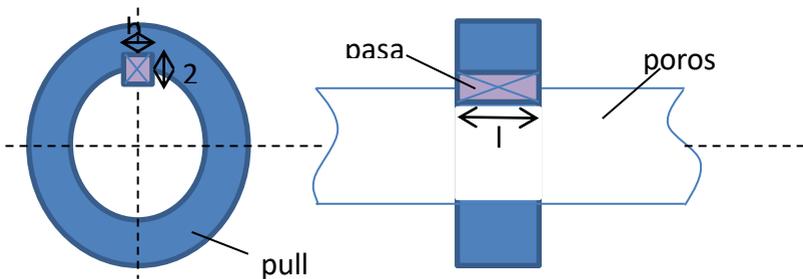
$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 1147} \left(\frac{3102.24}{208.33} \right)^3 = 81579.64 \text{ jam}$$

Kesimpulan umur bearing dapat dilihat pada tabel berikut dengan pertimbangan nilai putaran dan gaya yang dibutuhkan.

Tabel 4-9 Kesimpulan dari umur keempat bearing yang direncanakan

Bearing ke-	Gaya (P)	Putaran (n)	Umur (L_{10})
1	14.12 lb	1147 rpm	81579.64 hours
2	33.55 lb	1147 rpm	47632.65 hours
3	18.65 lb	631 rpm	35214.55 hours
4	43.41 lb	631 rpm	35214.55 hours

Perancangan dan perhitungan pasak diperlukan untuk mengunci bagian mesin berupa *pulley*, *bearing*, pisau pada poros. Data yang dibutuhkan dalam perancangan berupa gaya tangensial yang bekerja pada komponen mesin. Pasak yang digunakan pada perancangan ini berupa pasak kotak (*square key*). Pasak tersebut terbuat dari material ST 37 dengan panjang pasak sama seperti tebal *pulley* atau *bearing*. Perhitungan pasak dapat dipengaruhi oleh tegangan geser dan gaya tekan. Contoh perhitungan diambil pada perhitungan pasak antara poros dan *pulley* besar. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4-32 Ilustrasi pasak berbentuk pasak

Data yang diketahui dapat dilihat sebagai berikut.

$$b_{p1} = 35 \text{ mm} = 1.37 \text{ in}$$

$$b_{p2} = 32 \text{ mm} = 1.26 \text{ in}$$

$$b_{p3} = 45 \text{ mm} = 1.77 \text{ in}$$

$$F_1 = 0.833 \text{ N} = 0.19 \text{ lb}$$

$$F_2 = 74.48 \text{ N} = 16.74 \text{ lb}$$

$$F_3 = 92.12 \text{ N} = 20.71 \text{ lb}$$

SF = 4 (dianggap beban dan lingkungan yang konstan)

Material ST 37

$$S_s = 140 \text{ MPa} = 20000 \text{ Psi}$$

$$S_{syp} = 120 \text{ MPa} = 17000 \text{ Psi}$$

Diperlukan perhitungan ketebalan pasak (b) dengan persamaan untuk pengujian geser material. Tebal *pulley* sama dengan panjang pasak (l) yang direncanakan.

Pasak diantara poros pertama dengan *pulley* pada motor.

a. Pengujian geser

$$\frac{F_2}{b.l} \leq \frac{S_{syp}}{SF}$$

$$\frac{0.19}{b.1.37} \leq \frac{0.58 \times 20000}{4}$$

$$b = 4.78 \times 10^{-5} \text{ in} = 1.88 \text{ mm}$$

b. Pengujian tekan

$$\frac{F_2}{t.l} \leq \frac{S_s}{SF}$$

$$\frac{0.19}{t.1.37} \leq \frac{20000}{4}$$

$$t = 2.77 \times 10^{-5} \text{ in} = 1.09 \text{ mm}$$

$$2t = 5.54 \times 10^{-5} \text{ in} = 2.18 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, dapat disimpulkan ukuran dan nilai pasak pada tabel berikut.

Tabel 4-10 Kesimpulan dimensi pasak pada setiap komponen dalam satuan mm

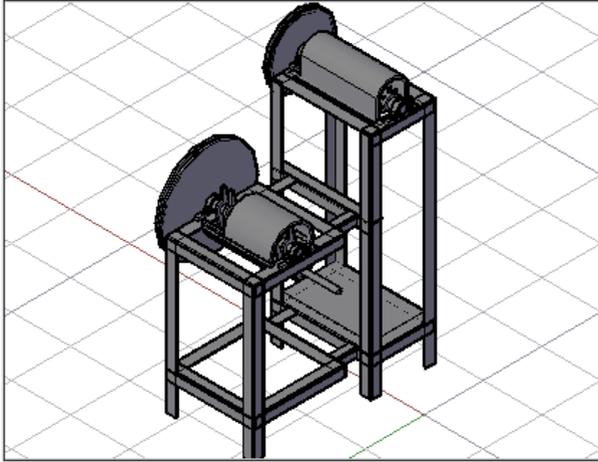
Pasak pada	Panjang (l)	Lebar (b)	b perencanaan	Tinggi (2t)	2t perencanaan
Pulley 1	35	1.8	3	2.18	3
Pulley 2	32	0.12	3	0.135	3
Pulley 3	45	0.10	3	0.119	3
Pisau penghancur	10	0.013	3	0.0151	3

4.4 Perancangan dan perhitungan rangka

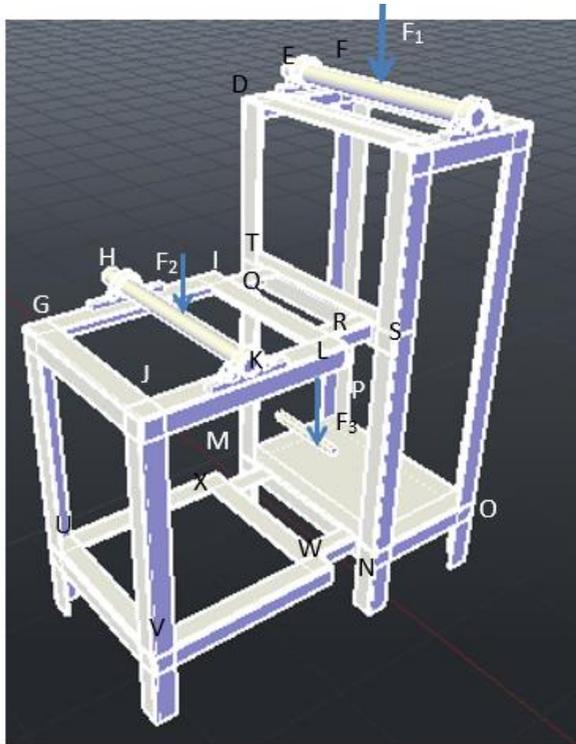
Perancangan rangka dibutuhkan untuk menentukan material yang sesuai dengan kebutuhan perancangan. Perancangan rangka mesin multifungsi dengan menggunakan pengukuran tubuh manusia dengan metode anthropometri. Berikut perhitungan anthropometri dan gambar perancangannya.

4.4.1 Perancangan dan perhitungan material rangka

Perancangan rangka pada mesin multifungsi ini meliputi pemilihan material yang membutuhkan perhitungan yang matang. Contoh perhitungan dalam mencari material batang rangka diambil pada batang yang dikenai langsung pembebanan seperti beban dari silinder pemipil dan pisau penghancur bonggol. Rangka pertama yang dapat dianalisa adalah rangka yang menahan poros untuk silinder pemipil. Ilustrasi pembebanan dan bentuk rangka dapat dilihat pada gambar 4.23. Simbol F_1 untuk gaya akibat silinder pemipil. simbol F_2 untuk gaya akibat pemotong bonggol. Simbol F_3 untuk gaya akibat motor penggerak.



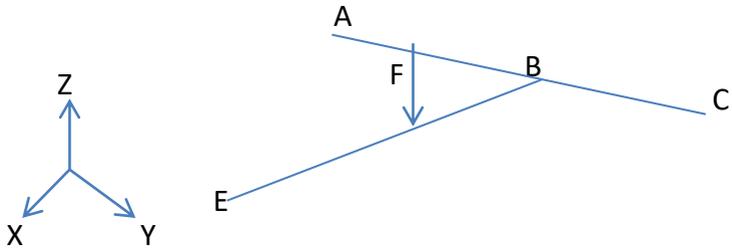
Gambar 4-33 Ilustrasi rangka mesin yang dirancang



Gambar 4-34 Ilustrasi letak pembebanan yang terjadi pada rangka

1. Perhitungan rangka penyangga poros 1

Pada batang ABC sepanjang 340 mm, terdapat poros BE dengan panjang 524 mm. Pada perhitungan poros BE terdapat beban terpusat dari silinder pemipil pada poros BE sebesar 137.58 N dengan jarak 260 mm dari titik B. Selain itu, terdapat beban tumpuan pada batang ABC pada jarak 170 mm dengan gaya sebesar 62.83 N. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar berikut.

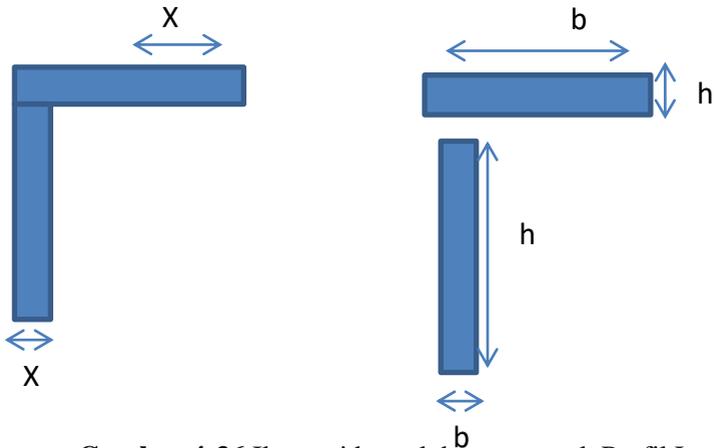


Gambar 4-35 *Free Body Diagram* dari rangka ABC dengan poros EB

Batang ABC ditinjau terlebih dahulu untuk menghitung tegangan geser dan tegangan tarik pada batang ABC. Profil batang ABC berupa L yang berukuran 340 x 50 x 3 mm. Gaya-gaya yang bekerja adalah sebagai berikut. Nilai gaya tersebut digunakan untuk mencari nilai momen inersia sesuai dengan bentuk profil rangka.

$$B_y = 62.83 \text{ N}$$

$$\text{jarak AB} = 170 \text{ mm}$$



Gambar 4-36 Ilustrasi bentuk batang untuk Profil L

Dimensi batang sebagai berikut.

$$b_1 = 50 \text{ mm} \quad h_1 = 3 \text{ mm}$$

$$A_{\text{total}} = A_1 + A_2$$

$$h_2 = 47 \text{ mm} \quad b_2 = 3 \text{ mm}$$

$$A_{\text{total}} = 150 + 141$$

$$A_1 = b_1 \times h_1 \quad A_2 = b_2 \times h_2$$

$$A_{\text{total}} = 291 \text{ mm}^2$$

$$A_1 = 50 \times 3 \quad A_2 = 47 \times 3$$

$$m_{\text{silinder}} = 14.16 \text{ kg}$$

$$A_1 = 150 \text{ mm}^2 \quad A_2 = 141 \text{ mm}^2$$

$$x_1 = \frac{b_1}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$x_2 = \frac{b_2}{2} = \frac{47}{2} = 23.5 \text{ mm}$$

$$I_{x1} = \frac{b_1 h_1^3}{12} = \frac{50 \times 27}{12} = 112.5 \text{ mm}^4$$
$$105.75 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{h b^3}{12} = \frac{47 \times 27}{12} =$$

$$I_1 = I_{x1} + x_1^2 A_1$$

$$I_2 = I_{x2} + x_2^2 A_2$$

$$I_1 = 112.5 + 25 \times 150$$

$$I_2 = 105.75 + 23.5 \times 141$$

$$I_1 = 93862.5 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 317.25 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{total}} = 93862.5 + 317.25$$

$$I_{\text{total}} = 94179.75 \text{ mm}^4$$

Kemudian didapatkan letak titik pusat batang sebagai berikut.

$$x^1 = \frac{(A_1 \cdot x_1) + (A_2 \cdot x_2)}{(A_1 + A_2)}$$

$$x^1 = \frac{(150 \times 25) + (141 \times 23.5)}{150 + 141} = 24.27 \text{ mm}$$

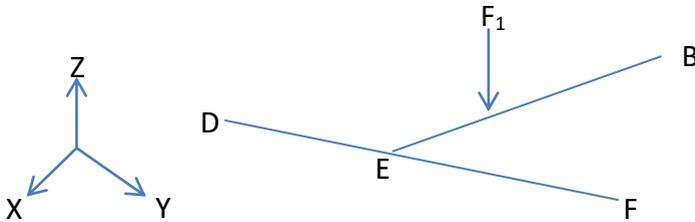
Mencari tegangan geser serta tegangan tarik pada rangka ABC akibat reaksi tumpuan sebagai berikut.

$$\tau = \frac{B_y}{A_1 + A_2} = \frac{62.83}{0.000291} = 215910.65 \frac{N}{m^2} = 31.32 \text{ Psi}$$

Kemudian mencari nilai tegangan minimum (S_s) yang dibutuhkan material menggunakan nilai SF sebesar 2 dikarenakan rangka memperoleh torsi/beban yang sama.

$$S_s = \frac{\tau_{max} x 2}{0.5} = \frac{31.32 x 2}{0.5} = 125.28 \text{ Psi}$$

Besar gaya tumpuan pada titik B (B_y) dan E (E_y) berbeda. Oleh karena itu, diperlukan tinjauan terhadap rangka DEF.



Gambar 4-37 *Free Body Diagram* dari rangka DEF dengan poros BE

Kemudian mencari nilai tegangan tarik, geser dan tegangan minimum pada rangka DEF sebagai berikut.

$$\tau = \frac{E_y}{A_1 + A_2} = \frac{149.23}{0.000291} = 512817.87 \frac{N}{m^2} = 74.37 \text{ Psi}$$

$$S_s = \frac{\tau_{max} x 2}{0.5} = \frac{74.37 x 2}{0.5} = 297.48 \text{ Psi}$$

Jika, material rangka yang digunakan adalah material ST 37 dengan nilai ultimate strength sebesar 20000 Psi maka rangka yang menjadi tumpuan poros BE akan aman digunakan.

Berdasarkan teori statis tak tentu, titik A dan C memiliki gaya dan momen. Begitu juga dengan titik D dan F. Berikut perhitungannya berdasarkan teori statis tak tentu.

$$\begin{aligned} F_A = F_C &= \frac{1}{2} x B_y \\ &= 31.42 \text{ N} \end{aligned}$$

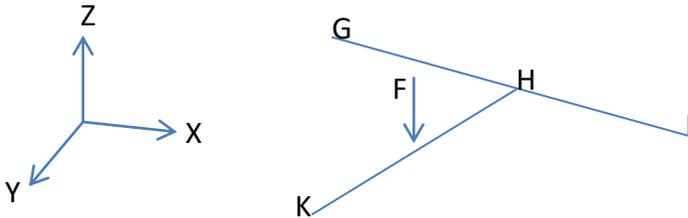
$$\begin{aligned} M_A = M_C &= \frac{1}{2} x B_y x AC \\ &= 10.68 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_D = F_F &= \frac{1}{2} x E_y \\ &= 71.62 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D = M_F &= \frac{1}{2} x E_y x DF \\ &= 25.37 \text{ Nm} \end{aligned}$$

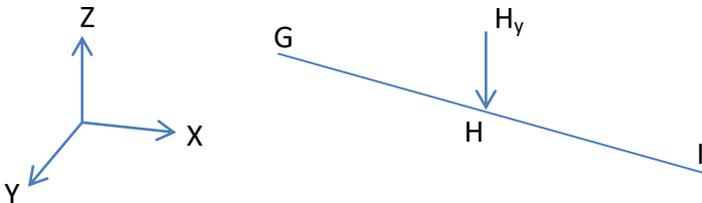
2. Perhitungan rangka penyangga poros 2

Letak poros kedua merupakan poros yang digunakan untuk peletakan pisau penghancur bonggol. rangka penyangga poros kedua yaitu rangka GHI dan JKL. Panjang rangka GHI (GI) sebesar 485 mm dan reaksi tumpuan terjadi di tengah-tengah rangka dengan jarak 242.5 mm. Berikut ilustrasi dari pembebanan pada rangka tersebut.



Gambar 4-38 *Free Body Diagram* dari rangka GHI dengan poros KH

Profil batang GHI berupa L yang berukuran 340 x 50 x 33 mm. Gaya-gaya yang bekerja adalah sebagai berikut. Nilai gaya tersebut digunakan untuk mencari nilai momen inersia sesuai dengan bentuk profil rangka. Pada titik H terdapat gaya tumpuan (H_y) sebesar 193.115 N.



Gambar 4-39 *Free Body Diagram* dengan pemindahan beban pada rangka GI

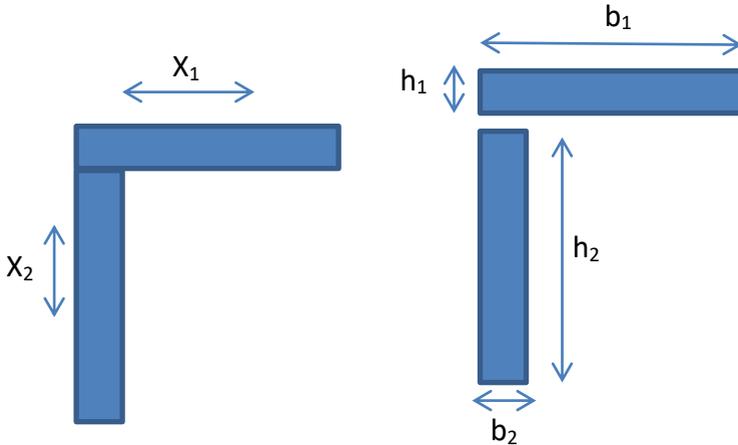
Berdasarkan bentuk profil batang tersebut, dapat diketahui letak titik nilai tengah batang dan besar nilai momen inersia rangka. Berikut perhitungannya.

$$h_1 = 3 \text{ mm}$$

$$b_1 = 40 \text{ mm}$$

$$h_2 = 47 \text{ mm}$$

$$b_2 = 3 \text{ mm}$$



Gambar 4-40 Ilustrasi bentuk batang profil L

$$A_1 = b_1 \times h_1$$

$$A_2 = b_2 \times h_2$$

$$= 40 \times 3 = 120 \text{ mm}^2$$

$$= 3 \times 47 = 141 \text{ mm}^2$$

$$x_1 = \frac{b_1}{2}$$

$$x_2 = \frac{b_2}{2}$$

$$x_1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$$

$$x_1 = \frac{3}{2} = 1.5 \text{ mm}$$

$$I_{x1} = \frac{b_1 h_1^3}{12}$$

$$I_{x2} = \frac{h_2 b_2^3}{12}$$

$$I_{x1} = \frac{40 \times 3^3}{12} = 90 \text{ mm}^4$$

$$I_{x1} = \frac{47 \times 3^3}{12} = 105.75 \text{ mm}^4$$

Didapatkan nilai momen inersia (I) dan nilai titik pusat batang (x^2) sebagai berikut.

$$I_1 = I_{x1} + x_1^2 \cdot A_1$$

$$I_2 = I_{x2} + x_2^2 \cdot A_2$$

$$I_1 = 90 + 20^2 \cdot 120 = 48090 \text{ mm}^4 \quad I_2 = 105.75 + 1.5^2 \cdot 141 = 423 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{total}} = I_1 + I_2$$

$$I_{\text{total}} = 48090 + 423 = 48513 \text{ mm}^4$$

$$x^2 = \frac{(A_1 x_1) + (A_2 x_2)}{(A_1 + A_2)}$$

$$x^2 = \frac{(120 \times 20) + (141 \times 1.5)}{(120 + 141)} = 10 \text{ mm}$$

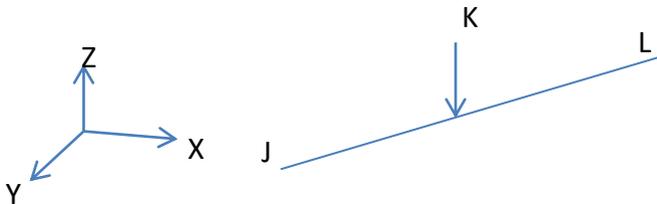
Kemudian, dapat diketahui nilai tegangan geser serta tegangan tarik di sembarang titik pada rangka GI. Nilai tersebut digunakan untuk mengetahui tegangan minimum (S_s) yang dibutuhkan oleh material. Nilai SF yang digunakan sebesar 2 karena rangka mendapatkan torsi yang sama.

$$\tau_{akibat F} = \frac{H_y}{A_1 + A_2}$$

$$\tau_{akibat F} = \frac{193.115}{0.000261} = 739904.21 \text{ N/m}^2 = 107.31 \text{ Psi}$$

$$S_s = \frac{\tau \times 2}{0.5}$$

$$S_s = \frac{107.31 \times 2}{0.5} = 429.26 \text{ Psi}$$



Gambar 4-41 Free Body Diagram dengan pemindahan beban pada rangka JL

Poros KH memiliki beban tumpuan yang berbeda pada titik K dan H, sehingga tegangan geser yang terjadi tidak sama. Oleh

karena itu, dibutuhkan tinjauan pada rangka JKL juga untuk mengetahui tegangan minimal yang material butuhkan. Berdasarkan perhitungan poros sebelumnya, diperoleh beban tumpuan pada titik K sebesar 82.955 N.

$$\tau_{akibat F} = \frac{82.955}{0.00024} = 345645.8 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{akibat F} = 50.13 \text{ Psi}$$

$$S_s = \frac{\tau \times 2}{0.5}$$

$$S_s = \frac{50.13 \times 2}{0.5} = 200.52 \text{ Psi}$$

Material yang digunakan pada rangka adalah ST 37 juga. Berdasarkan perhitungan tersebut dibandingkan dengan nilai kekuatan ST 37, rangka masih dalam kondisi aman.

Berdasarkan teori statis tak tentu, titik J dan L memiliki gaya dan momen. Begitu juga dengan titik I dan G. Berikut perhitungannya berdasarkan teori statis tak tentu.

$$\begin{aligned} F_J &= F_L = \frac{1}{2} \times K_y \\ &= 41.48 \text{ N} \\ &= 20.12 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_J = M_L = \frac{1}{2} \times K_y \times JL$$

$$\begin{aligned} F_I &= F_G = \frac{1}{2} \times H_y \\ &= 96.56 \text{ N} \\ &= 46.83 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_I = M_G = \frac{1}{2} \times H_y \times GI$$

3. Perhitungan rangka DCT

Pada rangka DCT terdapat tumpuan jepit di titik T dan terpengaruhi beban terpusat yang berada pada titik D dan titik C. Berikut gaya-gaya yang terjadi pada rangka DCT. Gaya-gaya yang terjadi adalah F_D dan M_D pada titik D. sedangkan, pada titik C terjadi gaya F_C dan M_C . Gaya-gaya tersebut dapat dijumlahkan pada titik C karena batang dianggap rigid. Nilai-nilai yang bekerja pada titik T dapat dijabarkan sebagai berikut.

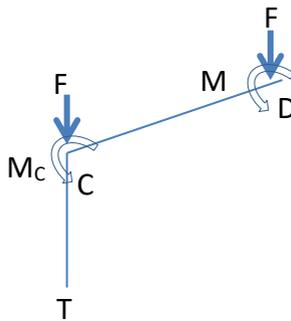
$$F_C + F_D = 31.42 + 74.62 = 105.04 \text{ N}$$

$$M_C + M_D = 10.68 + 23.37 = 34.05 \text{ Nm}$$

Kemudian dapat dicari tegangan tarik dan tegangan geser yang terjadi pada rangka CT dengan data-data yang telah diketahui sebelumnya sebagai berikut.

$$I = 94179.75 \text{ mm}^4 \qquad x^1 = 24.27 \text{ mm}$$

$$A = 291 \text{ mm}^2$$



Gambar 4-42 *Free Body Diagram* pada rangka DCT

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{akibat } F_D \text{ dan } F_C) \qquad \sigma = \frac{(M_A + M_B) x x^1}{I} \quad (\text{akibat } M_D \text{ dan } M_C)$$

$$\sigma = \frac{105.04}{0.000291} \qquad \sigma = \frac{34.05 \times 0.02427}{94179.75 \times 10^{-12}}$$

$$\sigma = 360962.199 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \qquad \sigma = 8774641.045 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma = 52.35 \text{ Psi} \qquad \sigma = 1272.656 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan ijin (S_s) yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai rangka dan nilai SF sebesar 2 karena mendapatkan beban yang sama.

$$S_s = 1272.656 \times 2 = 2545.31 \text{ Psi}$$

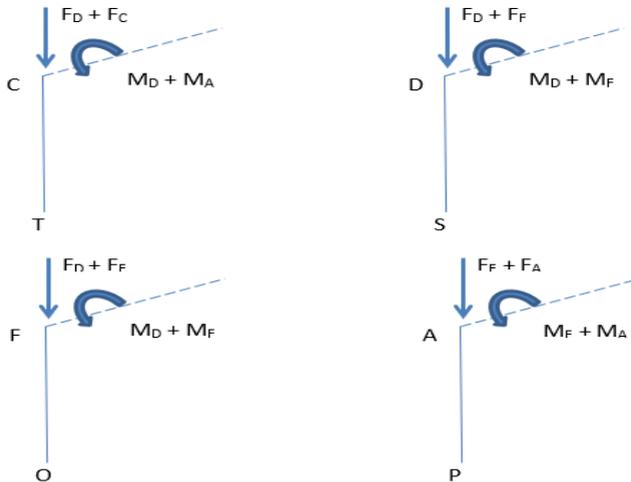
Berdasarkan gambar tersebut, didapatkan nilai gaya tumpuan pada titik T, S, O, dan P. Selain itu, didapatkan nilai momen pada titik tersebut. Berikut merupakan penjabarannya.

$$F_T = F_S = F_O = F_P = F_D + F_C \quad M_T = M_S = M_O = M_P = M_C + M_D$$

$$= 105.04 \text{ N} \quad = 34.05 \text{ Nm}$$

Batang-batang tersebut membutuhkan pengecekan bengkok dengan mengetahui gaya kritis (p) yang dapat diterima oleh batang menggunakan persamaan berikut.

$$p = \frac{\pi \times E \times I}{L^2}$$



Gambar 4-43 Gaya yang terjadi pada batang DS, FO, AP dan CT

Batang CT dan DS mempunyai gaya kritis yang sama dikarenakan panjang batangnya sama. Begitu juga berlaku pada batang AP dan FO. Nilai modulus elastisitas (E) material ST 37 sebesar 304579 Psi.

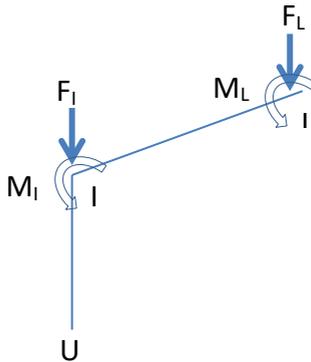
$$p_{CT} = p_{DS} = \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(94179.75 \times \frac{0.03937^4}{1}\right) \text{ in}^4}{\left(600 \text{ mm} \times \frac{0.03937}{1}\right)^2 \text{ in}^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= 387.81 \text{ lb} = 1725.06 \text{ N} \\
 p_{FO} = p_{AP} &= \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(94179.75 \times \frac{0.03937^4}{1}\right) \text{ in}^4}{\left(1000 \text{ mm} \times \frac{0.03937}{1}\right)^2 \text{ in}^2} \\
 &= 139.61 \text{ lb} = 621.02 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Hasil perhitungan dibandingkan dengan gaya yang bekerja pada titik C dan D. Sehingga dapat diketahui bahwa batang CT dan DS aman dari lengkungan/bengkok karena gaya yang bekerja lebih kecil daripada gaya kritis. Begitu juga titik F dan A yang memiliki nilai gaya yang lebih kecil dari nilai gaya kritis. Sehingga, batang FO dan AP aman dari lengkungan/bengkok.

4. Perhitungan rangka LIU

Pada rangka LIU terdapat beban terpusat berada di titik I dan L. panjang batang LI 460 mm dan IU sepanjang 600 mm. Gaya-gaya yang terjadi pada titik I adalah F_I dan M_I . Sedangkan, pada titik L adalah F_L dan M_L . Besar gaya yang bekerja pada titik T dapat dijabarkan sebagai berikut.



Gambar 4-44 Free Body Diagram yang terjadi pada batang LIU

$$F_L + F_I = 41.48 + 96.56 = 138.04 \text{ N}$$

$$M_L + M_I = 201.12 + 46.83 = 247.95 \text{ N}$$

Kemudian dapat dicari tegangan tarik dan tegangan geser yang terjadi pada rangka IU dengan data-data yang telah diketahui sebelumnya sebagai berikut.

$$I = 48513 \text{ mm}^4$$

$$A = 261 \text{ mm}^2$$

$$x^2 = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (akibat } F_L \text{ dan } F_I)$$

$$\sigma = \frac{(M_I + M_L) \times x \times x^1}{I} \text{ (akibat } M_L \text{ dan } M_I)$$

$$\sigma = \frac{138.04}{0.000261}$$

$$\sigma = \frac{(46.83 + 20.12) \times 0.01}{48513 \times 10^{-12}}$$

$$\sigma = 528888.89 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma = 13800424.63 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma = 76.71 \text{ Psi}$$

$$\sigma = 2001.58 \text{ Psi}$$

Selain itu, dibutuhkan tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai rangka dengan menggunakan SF sebesar 2 karena rangka dianggap mendapatkan beban/torsi yang sama.

$$S_s = \sigma_{\text{max}} \times \text{SF}$$

$$S_s = 2001.58 \times 2 = 4003.16 \text{ Psi}$$

Berdasarkan gambar tersebut, didapatkan nilai gaya tumpuan pada titik U, V, W, dan X. sehingga, didapatkan nilai momen pada titik tersebut. Berikut merupakan penjabarannya.

$$F_U = F_V = F_W = F_X = F_I + F_L \quad M_U = M_V = M_W = M_X = M_L + M_I$$

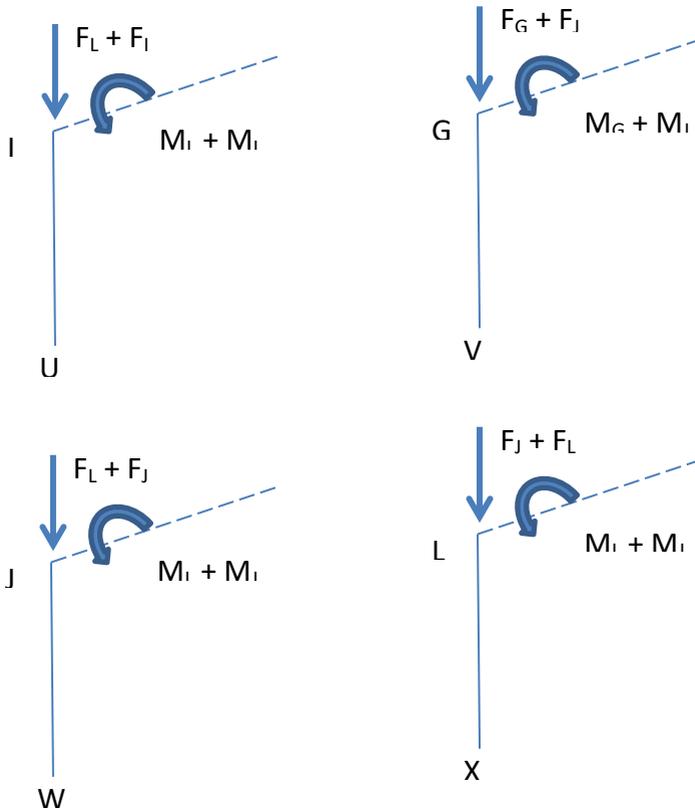
$$= 138.04 \text{ N}$$

$$= 66.95 \text{ Nm}$$

Batang-batang tersebut dicek untuk mengetahui gaya kritis (p) yang diterima oleh batang menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$p = \frac{\pi \times E \times I}{L^2}$$

Keempat batang tersebut mempunyai gaya kritis yang sama dikarenakan panjang batang yang sama. Nilai modulus elastisitas (E) berasal dari material ST 37 sebesar 304579 Psi.



Gambar 4-45 Gaya yang terjadi pada IU, GV, JW, dan LX

$$p_{IU} = p_{GV} = p_{JW} = p_{LX} = \frac{3.14 \times 304579 \text{ Psi} \times \left(48513 \times \frac{0.03937^4}{1}\right) \text{ in}^4}{\left(600 \text{ mm} \times \frac{0.03937}{1}\right)^2 \text{ in}^2}$$

$$p_{IU} = p_{GV} = p_{JW} = p_{LX} = 199.76 \text{ Lb} = 888.58 \text{ N}$$

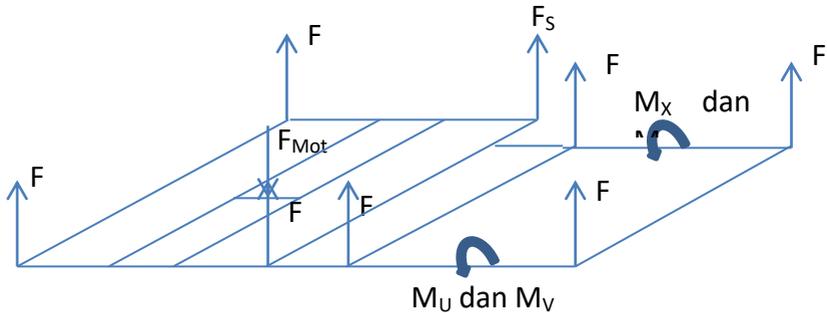
Hasil perhitungan ini dibandingkan dengan gaya yang bekerja di titik I dan L.

$$F_I < p_{IU} \quad F_L < p_{LX}$$

Oleh karena itu, keempat batang tersebut aman dari lengkungan/bengkok karena gaya yang terjadi lebih kecil dari gaya kritis.

5. Perhitungan rangka OP

Alas mesin memerlukan analisa juga dengan alas yang dipengaruhi oleh beban silinder pemipil (F1), pisau penghancur (F2), dan motor (FMotor).



Gambar 4-46 Free Body Diagram alas mesin

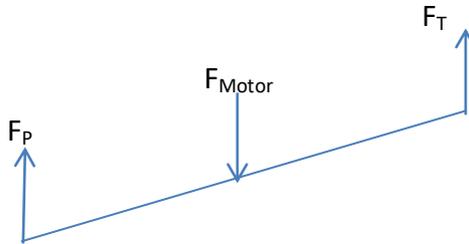
Pada alas mesin tersebut, nilai momen saling menghilangkan. Sehingga, alas mesin hanya dipengaruhi oleh beban silinder pemipil, pisau penghancur dan motor penggerak. Pada titik P dan M, terdapat tumpuan engsel di titik P dan roll di titik T. Pembebanan akibat beban motor terletak pada 170 mm dari titik P

dan pembebanan akibat silinder pemipil terletak pada titik P dan T.

Berdasarkan peletakan gaya-gaya yang terlihat pada gambar (), berikut nilai gaya yang terjadi pada batang PT.

$$F_P + F_{Motor} + F_T = 105.04 - 151.9 + 105.04 = 58.18 \text{ N}$$

Kemudian dapat diketahui nilai tegangan tarik dan tegangan geser pada batang PT dengan nilai tegangan inersia sebesar 48513 mm^4 , nilai titik pusat batang sebesar 10 mm , dan lusa total sebesar 261 mm^2 .



Gambar 4-47 Free Body Diagram pada batang PT

$$\tau_{akibat\ silinder} = \frac{F}{A} = \frac{58.18 \text{ N}}{0.000261} = 222911.877 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 32.33 \text{ Psi}$$

Mencari tegangan ijin yang dibutuhkan material dengan mempertimbangkan tegangan tarik yang mengenai bidang tersebut.

$$S_s = \frac{\tau_{max} \times SF}{0.5}$$

$$S_s = \frac{32.33 \times 2}{0.5} = 129.32 \text{ Psi}$$

Berikut adalah tegangan geser yang terkena rangka pada tabel 4-11. Sedangkan, data gaya kritis lengkungan dapat dilihat pada tabel 4-12.

Tabel 4-11 Data tegangan geser dan tarik yang terjadi pada rangka dalam satuan Psi (Pound per square inc)

Titik	Tegangan geser	Tegangan tarik	Tegangan material	Tegangan ijin	Kesimpulan
A	31.32		20000	125.28	AMAN
C	31.32		20000	125.28	AMAN
D	74.73		20000	297.48	AMAN
F	74.73		20000	297.48	AMAN
G	107.31		20000	429.26	AMAN
I	107.31		20000	429.26	AMAN
J	50.13		20000	200.52	AMAN
L	50.13		20000	200.52	AMAN
O		1272.656	20000	2545.31	AMAN
P		32.33	20000	129.32	AMAN
S		1272.65	20000	2545.31	AMAN
T		32.33	20000	129.32	AMAN
U		2001.58	20000	4003.16	AMAN
V		2001.58	20000	4003.16	AMAN
W		2001.58	20000	4003.16	AMAN
X		2001.58	20000	4003.16	AMAN

Tabel 4-12 Data gaya yang bekerja pada batang rangka dengan gaya kritis dalam satuan N

Batang	Gaya	Gaya kritis	Kesimpulan
A-P	105.04	621.02	AMAN
F-O	71.62	621.02	AMAN
C-T	31.42	1725.06	AMAN
D-S	74.62	1725.06	AMAN
I-U	96.56	888.58	AMAN
G-V	96.56	888.58	AMAN
J-W	41.48	888.58	AMAN
L-X	41.48	888.58	AMAN

4.4.2 Perancangan dan perhitungan ergonomi rangka

Perhitungan ergonomi dipengaruhi oleh gerak manusia dalam jangka waktu panjang. Perhitungan ergonomi ini dibagi menjadi dua bagian, ergonomi grade A (paket atas) dan ergonomi grade B (paket atas). Perhitungan ergonomi grade A meliputi pergerakan tangan atas, lengan atas, lengan bawah, dan pergelangan tangan.

1. Perhitungan lengan atas
Lengan atas bergerak 90° yang bernilai ergonomi +3 dan bahu atas terangkat dengan nilai +1
2. Perhitungan lengan bawah
Lengan bawah bergerak ke atas 100° yang bernilai +2
3. Perhitungan pergelangan tangan

Pergerakan pergelangan tangan terbatas karena hanya memasukkan jagung dengan sudut antara $\pm 15^\circ$, sehingga bernilai +2

4. Perhitungan puntiran tangan

Tangan operator tidak mengalami puntiran yang bernilai +1

Kemudian, nilai ergonomi grade A dapat diketahui dengan melihat pada tabel 4.13.

Tabel 4-13 Nilai ergonomi pada *grade A*

Lengan atas	Lengan bawah	Nilai Pergelangan Tangan							
		1		2		3		4	
		puntiran	puntiran	puntiran	puntiran	puntiran	puntiran	puntiran	Puntiran
		1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	1	2	2	2	2	3	3	3
	2	1	2	2	2	3	3	3	3
	3	2	3	3	3	3	3	4	4
2	1	2	3	3	3	3	4	4	4
	2	2	3	3	3	3	4	4	4
	3	3	4	4	4	4	4	5	5
3	1	3	4	4	4	4	4	5	5
	2	3	4	4	4	4	4	5	5
	3	4	5	4	4	4	4	5	5
4	1	4	5	4	4	4	4	5	5
	2	4	5	4	4	4	4	5	5
	3	5	6	4	5	5	5	6	6

Perhitungan ergonomi *grade B* meliputi pergerakan leher, punggung, dan posisi kaki.

1. Perhitungan leher

Operator tidak menekukkan leher dan diperkirakan sudut leher $\leq 15^\circ$. Maka nilai ergonominya sebesar 1.

2. Perhitungan punggung

Saat pengoperasian, operator diharapkan tidak membungkuk. Jadi, posisi punggung tegak dan bernilai 1.

3. Perhitungan kaki

Kaki operator dalam posisi tegak seimbang, sehingga nilainya 1.

Setelah perhitungan diatas, dapat disimpulkan nilai ergonomis *grade B* dengan tabel berikut.

Tabel 4-14 Nilai ergonomi *grade B*

Nilai postur leher	Nilai postur punggung											
	1		2		3		4		5		6	
	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	kaki	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	1	3	2	3	3	4	5	5	6	6	7	7
2	2	3	2	3	4	5	5	5	6	7	7	7
3	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	7
4	5	5	5	6	6	7	7	7	7	7	8	8
5	7	7	7	7	7	8	8	8	8	8	8	8
6	8	8	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9

Perhitungan nilai akhir ergonomi memerlukan penjumlahan dari grup A dan grup B yang dipengaruhi oleh otot dan beban. Perhitungan nilai C berasal dari penjumlahan nilai postur grup A, otot, dan beban. Sedangkan huruf D, berasal dari penjumlahan dari nilai postur grup B, otot, dan beban.

Penilaian dapat dirincikan sebagai berikut.

1. Mencari nilai C
 Nilai postur *grade A* sebesar +3
 Nilai otot yang melakukan kegiatan berulang dalam satu menit, maka nilai ergonomi sebesar +1
 Oleh karena itu, nilai C sebesar +4
2. Mencari nilai D
 Nilai postur *grade B* sebesar +1
 Tidak ada pergerakan dan pembebanan pada postur bagian bawah, sehingga ergonomi bernilai 0.
 Oleh karena itu, nilai D sebesar +1

Kemudian, dapat diketahui nilai akhir dari mesin multifungsi ini dengan tindakan tambahan yang mungkin diperlukan.

Tabel 4-15 Hasil akhir nilai ergonomi

		Nilai D						
		1	2	3	4	5	6	7
Nilai C	1	1	2	3	3	4	5	5
	2	2	2	3	4	4	5	5
	3	3	3	3	4	4	5	6
	4	3	3	3	4	5	6	6
	5	4	4	4	5	6	7	7
	6	4	4	5	6	6	7	7
	7	5	5	6	6	7	7	7
	8	5	5	6	7	7	7	7

4.5 Hasil akhir perhitungan

Berdasarkan subbab yang telah dijelaskan sebelumnya, dapat disimpulkan menjadi beberapa poin sebagai berikut.

1. Kapasitas pemipil jagung dan penghancur bonggol sebesar 1350 kg/jam.
2. Rata-rata gaya pipil jagung sebesar 20.04 N dan gaya potong bonggol sebesar 30.7 N.
3. Dimensi total mesin yang dirancang adalah 74 x 52.4 x 120 cm.
4. Motor penggerak yang digunakan merupakan gasoline engine dengan daya 5.5 hp dengan putaran 3600 rpm.
5. Pisau penghancur bonggol yang dibutuhkan sebanyak 14 buah dengan ketebalan 1 cm.
6. Transmisi yang digunakan berupa V-belt dengan material rubber dengan design V-belt yang pertama PHG SPB4000 dan kedua PHG SPB6700.

7. Jumlah pulley yang digunakan sebanyak 3 buah dengan design pilihan dari katalog SKF pulley. Pada motor penggerak dipasang double-pulley dengan diameter 8.5 cm. Diameter pulley untuk silinder pemipil sebesar 34 cm. Sedangkan, pulley untuk penghancur bonggol sebesar 48.5 cm.
8. Alat menggunakan pasak berbentuk persegi dan bearing yang digunakan adalah single deep row groove.
9. Material rangka yang digunakan adalah ST 37.
10. Nilai kenyamanan pada mesin yang dirancang sebesar 3 yang berarti cukup baik dan masih dapat dilakukan perbaikan lagi.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan pada tugas akhir ini, dapat disimpulkan sebagai berikut.

1. Mesin pemipil yang dirancang membutuhkan daya sebesar 3.73 hp dengan kapasitas 1350 kg/jam. Putaran mesin yang dibutuhkan sebesar 1147 rpm. Mesin mampu mengolah enam jagung sekaligus. Panjang dilinder pemipil sebesar 400 mm. Transmisinya menggunakan pulley dengan diameter 485 mm.
2. Daya yang dibutuhkan mesin pemotong bonggol sebesar 3.81 hp dan mampu memotong 15 bonggol secara bersamaan. Mesin berputar dengan kecepatan 631 rpm dengan kapasitas sebesar 1350 kg/jam. Jumlah pisau yang dibutuhkan sebanyak 14 pisau dan dirancang satu piringan memiliki dua mata pisau. Transmisinya menggunakan pulley dengan diameter 340 mm.
3. Motor penggerak yang digunakan dalam perancangan mesin multifungsi ini menggunakan motor bensin dengan daya 5.5 hp dengan putaran mesin sebesar 3600 rpm. Fungsi yang dimiliki mesin ini adalah memipil jagung dan memotong bonggol secara bersamaan. Oleh karena itu, digunakan *double pulley* sebagai transmisinya. Kapasitas yang dihasilkan sebesar 1350 kg/jam. Nilai ergonomi dari mesin yang dirancang sebesar 3 dengan catatan, operator tidak membungkuk ketika mengambil jagung untuk dimasukkan ke mesin.

5.2 Saran

Saran untuk perancangan mengenai tugas akhir ini adalah sebagai berikut.

1. Diperlukan analisa pada berbagai bentuk silinder pemipil dan pengaruhnya terhadap kapasitas dan daya yang dibutuhkan.

2. Diperlukan analisa perhitungan ergonomi untuk mesin multifungsi ini, jika dirancang menjadi mesin dengan kapasitas besar.
3. Diperlukan perancangan ulang untuk diterapkan untuk jagung yang ditanam pada umumnya di Indonesia.

DAFTAR PUSTAKA

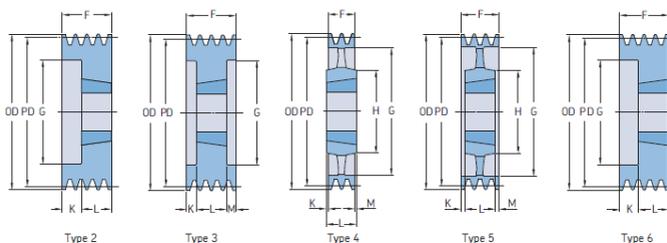
- Adriansyah, Junaidi, & Mulyadi. (2014). *PENGEMBANGAN MESIN PENGGILING JAGUNG JENIS BUHR MILL*. Jakarta: Seminar Nasional Sains dan Teknologi 2014.
- Agrowindo. (2015). *Agrowindo*. Retrieved Mei 2019, from Agrowindo.com: <http://www.agrowindo.com/penepung-disk-mill-serbaguna-agr-md24.htm>
- Agrowindo. (2015). *Agrowindo*. Retrieved Mei 2019, from Agrowindo.com: <http://www.agrowindo.com/pengupas-dan-pemipil-jagung-motor-bensin-jgu77.htm>
- Ahli, M., & Junaidi, A. (2016). *Rancang Bangun Mesin Penghancur Bonggol Jagung untuk Campuran Pakan Ternak Sapi Kapasitas Produksi 30 kg/jam*. Palembang: Jurnal Petra.
- Putra, E. (2009). *Perbaikan Rancang Alat Pemotong Slingkong dengan Mekanisme Pedal Kaki untuk Meningkatkan dengan Prinsip Ergonomi*. Surakarta.
- Rusdiyana, L., Suhariyanto, Dwi Winarto, G., Hadi, S., & Mursidi, M. (2016). *Desain dan Analisa Pisau Penghancur Bonggol Jagung Sebagai Bahan Pakan Ternak*.
- Rusdiyana, Liza; , Suhariyanto; Dwi Winarto, Gathot; Hadi, Syamsul; Mursidi, Mahirul;. (2016). *Desain dan analisa pisau penghancur bonggol jagung*. Surabaya: Jurnal Energi dan Manufaktur.
- Sumant, M. M. (2018). *Design & Fabrication of a Motorized Maize Shelling Machine*. India: Journal of Material Science and Mechanical Engineering (JMSME).

Ummah, Syafiatul; Sutantra, I Nyoman;. (2018). *Aplikasi Prinsip Ergonomi pada perancangan Alat Perajang Bahan Baku Keripik yang Multiguna*. Surabaya: Jurnal Teknik ITS.

LAMPIRAN

LAMPIRAN 1

Wedge belt pulleys
SPA taper bushed



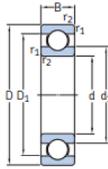
Section	Number of grooves	Pitch diameter PD	Pulley type	Bushings number	Dimensions Outer diameter OD		Max.	F	G	K	L	M	H	Mass ¹⁾	Designation
					B Min.	B									
-															
		mm	-	-	mm									kg	-
SPA	1	315	4	2012	320,5	14	50	20	280	-	32	12,0	112	7,2	PHP 1SPA315TB
		355	4	2012	360,5	14	50	20	320	-	32	12,0	112	7,6	PHP 1SPA355TB
		400	4	2012	405,5	14	50	20	360	-	32	12,0	112	7,9	PHP 1SPA400TB
		450	4	2012	455,5	16	60	20	415	-	32	12,0	112	8,4	PHP 1SPA450TB
		500	4	2517	505,5	16	60	20	465	-	45	12,0	112	9,4	PHP 1SPA500TB
SPA	2	630	4	2517	655,5	16	60	20	595	-	45	12,0	112	13,1	PHP 1SPA630TB
		63	6	1008	68,5	9	28	35	33	13,0	22	-	-	0,6	PHP 2SPA63TB
		67	6	1108	72,5	9	28	35	37	13,0	22	-	-	0,4	PHP 2SPA67TB
		71	6	1108	76,5	9	28	35	40	13,0	22	-	-	0,5	PHP 2SPA71TB
		75	6	1108	80,5	9	28	35	44	13,0	25	-	-	0,7	PHP 2SPA75TB
		80	6	1210	89,5	11	32	38	47	10,0	28	-	-	0,6	PHP 2SPA80TB
		85	6	1210	90,5	11	32	35	50	10,0	25	-	-	0,7	PHP 2SPA85TB
		90	6	1610	98,5	14	42	35	60	10,0	25	-	-	0,7	PHP 2SPA90TB
		95	6	1610	100,5	14	42	35	64	10,0	25	-	-	0,9	PHP 2SPA95TB
		100	6	1610	105,5	14	42	35	70	10,0	25	-	-	1,1	PHP 2SPA100TB
		106	6	1610	111,5	14	42	35	76	10,0	25	-	-	1,2	PHP 2SPA106TB

LAMPIRAN 2

SKF Wrapped Wedge Belts
SPA | SPB | SPC

Section	Dimensions			Designation	Section	Dimensions			Designation	Section	Dimensions			Designation	
	Pitch length					Pitch length					Pitch length				
	w	h			w	h			w	h			w	h	
—	mm		—	—	mm		—	—	mm		—	—	mm		—
SPA	1.272	12,7	10	PHG SPA1272	SPA	2.650	12,7	10	PHG SPA2650	SPB	3.650	16,3	13	PHG SPB3650	
	1.282	12,7	10	PHG SPA1282		2.682	12,7	10	PHG SPA2682		3.750	16,3	13	PHG SPB3750	
	1.300	12,7	10	PHG SPA1300		2.732	12,7	10	PHG SPA2732		3.800	16,3	13	PHG SPB3800	
	1.307	12,7	10	PHG SPA1307		2.782	12,7	10	PHG SPA2782		3.970	16,3	13	PHG SPB3970	
	1.320	12,7	10	PHG SPA1320		2.800	12,7	10	PHG SPA2800		4.000	16,3	13	PHG SPB4000	
	1.332	12,7	10	PHG SPA1332		2.832	12,7	10	PHG SPA2832		4.060	16,3	13	PHG SPB4060	
	1.357	12,7	10	PHG SPA1357		2.847	12,7	10	PHG SPA2847		4.120	16,3	13	PHG SPB4120	
	1.360	12,7	10	PHG SPA1360		2.882	12,7	10	PHG SPA2882		4.250	16,3	13	PHG SPB4250	
	1.367	12,7	10	PHG SPA1367		2.900	12,7	10	PHG SPA2900		4.310	16,3	13	PHG SPB4310	
	1.382	12,7	10	PHG SPA1382		2.922	12,7	10	PHG SPA2922		4.500	16,3	13	PHG SPB4500	
	1.400	12,7	10	PHG SPA1400		2.962	12,7	10	PHG SPA2962		4.560	16,3	13	PHG SPB4560	
	1.407	12,7	10	PHG SPA1407		3.000	12,7	10	PHG SPA3000		4.620	16,3	13	PHG SPB4620	
	1.415	12,7	10	PHG SPA1415		3.032	12,7	10	PHG SPA3032		4.750	16,3	13	PHG SPB4750	
	1.420	12,7	10	PHG SPA1420		3.082	12,7	10	PHG SPA3082		4.820	16,3	13	PHG SPB4820	
	1.432	12,7	10	PHG SPA1432		3.150	12,7	10	PHG SPA3150		5.000	16,3	13	PHG SPB5000	
	1.450	12,7	10	PHG SPA1450		3.182	12,7	10	PHG SPA3182		5.070	16,3	13	PHG SPB5070	
	1.457	12,7	10	PHG SPA1457		3.282	12,7	10	PHG SPA3282		5.300	16,3	13	PHG SPB5300	
	1.482	12,7	10	PHG SPA1482		3.350	12,7	10	PHG SPA3350		5.380	16,3	13	PHG SPB5380	
	1.490	12,7	10	PHG SPA1490		3.382	12,7	10	PHG SPA3382		5.500	16,3	13	PHG SPB5500	
	1.500	12,7	10	PHG SPA1500		3.550	12,7	10	PHG SPA3550		5.600	16,3	13	PHG SPB5600	
1.507	12,7	10	PHG SPA1507	3.750	12,7	10	PHG SPA3750	5.680	16,3	13	PHG SPB5680				
1.532	12,7	10	PHG SPA1532	4.000	12,7	10	PHG SPA4000	6.000	16,3	13	PHG SPB6000				
1.550	12,7	10	PHG SPA1550	4.250	12,7	10	PHG SPA4250	6.300	16,3	13	PHG SPB6300				
1.557	12,7	10	PHG SPA1557	4.500	12,7	10	PHG SPA4500	6.340	16,3	13	PHG SPB6340				
1.582	12,7	10	PHG SPA1582					6.700	16,3	13	PHG SPB6700				
1.600	12,7	10	PHG SPA1600	SPB	1.250	16,3	13	PHG SPB1250							
1.607	12,7	10	PHG SPA1607		1.260	16,3	13	PHG SPB1260	7.100	16,3	13	PHG SPB7100			
1.632	12,7	10	PHG SPA1632	1.270	16,3	13	PHG SPB1270	7.500	16,3	13	PHG SPB7500				
1.650	12,7	10	PHG SPA1650	1.280	16,3	13	PHG SPB1280	8.000	16,3	13	PHG SPB8000				
1.657	12,7	10	PHG SPA1657	1.320	16,3	13	PHG SPB1320								
1.682	12,7	10	PHG SPA1682	1.340	16,3	13	PHG SPB1340	1.700	22,0	18	PHG SPC1700				
1.700	12,7	10	PHG SPA1700	1.400	16,3	13	PHG SPB1400	2.000	22,0	18	PHG SPC2000				
1.707	12,7	10	PHG SPA1707	1.420	16,3	13	PHG SPB1420	2.120	22,0	18	PHG SPC2120				
1.732	12,7	10	PHG SPA1732	1.450	16,3	13	PHG SPB1450	2.240	22,0	18	PHG SPC2240				
1.757	12,7	10	PHG SPA1757	1.466	16,3	13	PHG SPB1466	2.360	22,0	18	PHG SPC2360				

LAMPIRAN 3



ZZ

2RZ

2RS1

2RSH

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations Bearing open or capped on both sides	capped on one side ¹⁾	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾				
mm			kN		kN	r/min		kg	-		
35 cont.	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9	-	
	72	23	25,5	15,3	0,655	-	6 300	0,4	62207-2RS1	-	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	▶ 6307	-	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	17 000	0,54	▶ 6307 M	-	
	80	21	35,1	19	0,815	-	6 000	0,46	▶ 6307-2RSH	▶ 6307-RSH	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48	▶ 6307-ZZ	▶ 6307-Z	
	80	31	33,2	19	0,815	-	6 000	0,68	62307-2RS1	-	
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407	-	
	40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034	▶ 61808-2RZ	-
		52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	▶ 61808	-
62		12	13,8	10	0,425	-	6 700	0,12	▶ 61908-2RS1	-	

LAMPIRAN 4

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing open or capped on both sides	capped on one side ¹⁾
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
30 cont.	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	▶ 16006	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	▶ 6006	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	▶ 6006-2RS1	6006-RS1
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	▶ 6006-2RZ	6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	▶ 6006-2Z	6006-Z
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,17	▶ 63006-2RS1	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	▶ 6206	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,21	▶ 6206-2RSH	6206-RSH
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,2	▶ 6206-2RZ	6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,21	▶ 6206-2Z	6206-Z
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	▶ 6206 ETN9	-
	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,25	▶ 62206-2RS1	-
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	▶ 6306	-
	72	19	29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	▶ 6306-2RSH	▶ 6306-RSH
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,36	▶ 6306-2RZ	6306-RZ
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,36	▶ 6306-2Z	6306-Z
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	▶ 6306 ETN9	-
	72	27	28,1	16	0,67	-	6 300	0,5	▶ 62306-2RS1	-
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	▶ 6406	-
	35	47	7	4,36	3,35	0,14	-	8 500	0,022	▶ 61807-2RS1
47		7	4,36	3,35	0,14	30 000	15 000	0,03	▶ 61807-2RZ	-
47		7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	▶ 61807	-
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	13 000	0,08	▶ 61907-2RS1	61907-RS1
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	▶ 61907-2RZ	-
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	▶ 61907	-
62		9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	▶ 16007	-
62		14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	▶ 6007	-
62		14	16,8	10,2	0,44	-	7 000	0,16	▶ 6007-2RS1	6007-RS1

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Probolinggo, 18 Februari 1995 dan merupakan anak ketiga dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Taruna Dra. Zulaeha (2001-2006), SMP Taruna Dra. Zulaeha (2008-2009), dan SMA Taruna Dra. Zulaeha (2010-2013). Kemudian, penulis melanjutkan pendidikan di jenjang sarjana pada tahun 2013 di Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri dan Rekayasa. Pada tahun terakhir, penulis berfokus pada bidang otomotif yang dijadikan sebagai tugas akhir bagi penulis. Selama kuliah di Teknik Mesin, penulis aktif dalam berorganisasi di dalam jurusan Teknik Mesin. Pada tahun kedua, penulis bergabung dengan dua organisasi jurusan yaitu Ash-Shaff dan DIMENSI. Jabatan yang diampu penulis pada saat itu adalah sebagai staff. Kemudian, pada tahun ketiga penulis menjabat sebagai ketua divisi HRD pada organisasi DIMENSI. Sedangkan, pada organisasi Ash-Shaff menjadi staff pada divisi publikasi. Demikian biodata penulis, jika ada saran dan bahan diskusi yang ingin disampaikan, dapat melalui email penulis dengan alamat fennyfns@gmail.com.