



TUGAS AKHIR - TM 145648

MODIFIKASI MESIN BOR SANDAL DENGAN SISTEM PNEUMATIK SEBAGAI PENGGANTI TUAS MEKANIS

AHMAD MUBAROKH
NRP. 2113 039 002
AKHMAD DAYA ENDRA MUSTIKA
NRP. 2113 039 037

Dosen Pembimbing I
Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.
Dosen Pembimbing II
Ir. Suhariyanto, M.T.

Instruktur Pembimbing
R. Soewandi, BE, S.Pd

PROGRAM STUDI DIPLOMA III DISNAKERTRANSDUK
JURUSAN TEKNIK MESIN PRODUKSI
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM 145648

**MODIFICATION OF DRILL MACHINE SLIPPERS
WITH PNEUMATIC SYSTEM IN LIEU OF
MECHANICAL LEVER**

AHMAD MUBAROKH
NRP. 2113 039 002
AKHMAD DAYA ENDRA MUSTIKA
NRP. 2113 039 037

Counsellor Lecturer I :
Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.
Counsellor Lecturer II :
Ir. Suhariyanto, M.T.

Counsellor Instructor :
R. SOEWANDI, BE, S.Pd.

DIPLOMA III PROGRAM STUDY DISNAKERTRANSDUK
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

MODIFIKASI MESIN BOR SANDAL DENGAN SISTEM PNEUMATIK SEBAGAI PENGGANTI TUAS MEKANIS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)
pada
Program Studi Diploma III
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

AHMAD MUBAROKH

Nrp. 2113 039 002

AKHMAD DAYA ENDRA MUSTIKA

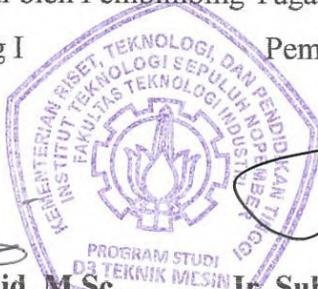
Nrp. 2113 039 037

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing I



Pembimbing II



Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.

NIP. 19620626 198903 1 003

Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP. 19620424 198903 1 005

SURABAYA
September 2016

MODIFIKASI MESIN BOR SANDAL DENGAN SISTEM PNEUMATIK SEBAGAI PENGGANTI TUAS MEKANIS

Nama : 1. Ahmad Mubarokh
2. Akhmad Daya Endra Mustika
NRP : 1. 2113039002
2. 2113039037
Jurusan : D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS
Dosen Pembimbing I : Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.
Dosen Pembimbing II : Ir. Suhariyanto, M.T.
Instruktur Pembimbing : R. Soewandi, BE., S.Pd.

Abstrak

Produksi sandal pada yang ada saat ini masih menggunakan alat bantu yang sederhana, salah satunya pada proses pelubangan sandal. Selama ini telah diciptakan mesin bor sandal enam spindel dengan sistem tuas mekanis, hal tersebut masih kurang efisien karena beban kerja yang masih besar. Berdasarkan uraian tersebut, maka perlu dibuat “Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis” yang diharapkan dapat mengurangi beban kerja yang dan dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas setiap harinya.

Oleh karena itu kami memodifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik untuk meningkatkan produksi dan mendapatkan hasil pengeboran yang lebih baik. Tuas mekanis yang sebelumnya digunakan, digantikan dengan sistempneumatik yang terdiri dari kompresor, FRL, DCV dengan Footvalve dan aktuator berbentuk silinder pneumatik. Selain itu, putaran pada poros drill ditingkatkan dan juga ditambah dengan limitswitch untuk faktor keamanan.

Dari hasil modifikasi, didapatkan sebuah mesin degan daya motor sebesar 0,5 HP dengan putaran 2880 rpm. Putaran dinaikkan dengan perbandingan diameter pulley 5:4 menjadi putaran 3600 rpm untuk menggerakkan keenam spindel. Untuk menaikan matras dibutuhkan silinder pneumatik dengan diameter 50mm dan panjang stroke 150 mm. Rata-rata kapasitas mesin drill pelubang sandal yang dihasilkan setiap 5 menit adalah 97 lubang.

Kata kunci : spon EVA, sandal, mesin bor sandal, pneumatik.

MODIFICATION OF DRILL MACHINE SANDALS WITH PNEUMATIC SYSTEM IN LIEU OF MECHANICAL LEVER

Name : 1. Ahmad Mubarakh
2. Akhmad Daya Endra Mustika
NRP : 1. 2113039002
2. 2113039037
Department : D3 Mechanical Engineering
Counsellor Lecturer I : Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.
Counsellor Lecturer II : Ir. Suhariyanto, M.T.
Counsellor Instructor : R. Soewandi, BE., S.Pd.

Abstract

Production of sandals at the currently still using simple tools, one of which the perforation sandals process. All this has created six-spindle drilling machine sandal with a mechanical lever system, it is still less efficient because the workload is still great. Based on these descriptions, it needs to be made "Drill machine Sandal with Pneumatic System Substitute Mechanical lever" that is expected to reduce the workload and increase the quality and quantity every day.

Therefore we modify Sandal Drilling Machine with Pneumatic System to increase production and get better drilling results. Mechanical lever that was previously used, is replaced with a pneumatic system consisting of compressors, FRL, DCV with Footvalve and cylindrical pneumatic actuators. In addition, round the drill shaft improved and also coupled with a limit switch for the safety factor.

From the result of the modification, obtained a degan machine motor power of 0.5 HP at 2880 rpm rotation. Round raised with pulley diameter ratio of 5: 4 into a rotation of 3600 rpm to drive the spindle sixth. To raise the necessary mat pneumatic cylinder with a diameter of 50mm and a stroke length of 150 mm. The average capacity of the pit drill machine slippers generated every 5 minutes is 97 holes.

Keywords: EVA sponge, sandals, drilling machines sandals, pneumatic.

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan rasa syukur kepada Allah SWT, maka Tugas Akhir dengan judul “**MODIFIKASI MESIN BOR SANDAL DENGAN SISTEM PNEUMATIK SEBAGAI PENGGANTI TUAS MEKANIS**” ini telah selesai disusun dalam rangka memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Ahli Madya Teknik Mesin pada Bidang Studi Teknik Mesin Produksi – Program Studi Diploma III – Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember – Surabaya.

Dalam penyusunan “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini, penulis menyadari bahwa penyusunan ini tidak akan berhasil apabila tanpa ada bimbingan, bantuan, dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak **Ir. Mahirul Mursid, M.Sc.**, selaku dosen pembimbing I Tugas Akhir yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak **Ir.Suhariyanto, M.T.**, selaku dosen pembimbing II Tugas Akhir yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak **R. Soewandi, BE**, selaku instruktur pembimbing yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak **Ir. Denny ME Soedjono, M.T.**, selaku koordinator tugas akhir D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Bapak **Ir. Hari Subiyanto, M.Sc.** dan Bapak **Hendro Nurhadi, Dipl.Ing., Ph.D.**, selaku dosen tim penguji, yang telah banyak memberikan masukan dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.

6. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.**, selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd.**, selaku koordinator jurusan mesin logam UPT-PK Surabaya
8. Kedua orang tua tercinta serta saudara-saudari penulis yang selalu memberi restu, nasehat, do'a dan dorongan.
9. Seluruh Bapak dan Ibu Dosen D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah membimbing kami selama duduk di bangku perkuliahan di kampus perjuangan ini, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
10. Teman-teman M3NER ITS seluruh angkatan dan khususnya angkatan 2013, terima kasih atas dukungannya, semoga persahabatan dan kebersamaan kita tetap utuh selamanya. MATHCLESS.
11. Abah Selamat dan teman-teman di Wedoro yang banyak membantu menyelesaikan "*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*" ini.
12. Bapak Maskur selaku pemilik UD. Barokah yang telah membantu dalam pengambilan data dan pengamatan lapangan dalam penyelesaian tugas akhir ini.
13. Alfan Fauzi, A.Md., yang telah membantu dalam mendesain alat dan menyelesaikan alat.

Semoga Allah SWT selalu memberikan perlindungan, rahmat dan Nikmat-Nya bagi kita semua. Aamiin.

Semoga dengan adanya "*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*" ini, dapat memberikan ilmu pengetahuan yang berguna, baik bagi bangsa dan negara maupun pengembangan dalam kemajuan industri kecil khususnya industri kecil pengerajin sandal.

Penulis menyadari bahwa tidak ada yang sempurna di dunia ini, demikian juga dalam "*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan*

Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis” ini. Oleh karena itu, dengan segala kerendahan hati penulis mengharapkan kritik dan saran dari pembaca agar berguna kelak di kemudian hari.

Surabaya, 29 Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|------------------------|-----|
| Halaman Judul | i |
| Lembar Pengesahan..... | iii |
| Abstrak | iv |
| <i>Abstract</i> | v |
| Kata Pengantar | vi |
| Daftar Isi..... | ix |
| Daftar Gambar..... | xii |
| Daftar Tabel..... | xiv |

BAB I PENDAHULUAN

| | |
|---------------------------------|---|
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah..... | 1 |
| 1.3 Tujuan dan Manfaat | 2 |
| 1.4 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.5 Sistematika Penulisan | 3 |

BAB II DASAR TEORI

| | |
|--|----|
| 2.1 Sandal Jepit | 5 |
| 2.1.1 Spon Eva..... | 5 |
| 2.2 <i>Drilling</i> | 6 |
| 2.2.1 Jenis-jenis Mesin Bor..... | 6 |
| 2.2.2 Gaya Pemotongan Pada Proses <i>Drilling</i> | 10 |
| 2.2.3 Daya Pemotongan pada Proes <i>Drilling</i> (N_1) | 11 |
| 2.2.4 Pengaruh Geometri Pahat..... | 11 |
| 2.3 Daya untuk Momen Inersia (N_2)..... | 12 |
| 2.4 Belt dan Pulley | 13 |
| 2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan | 14 |
| 2.4.2 Pemilihan Belt | 15 |
| 2.4.3 Pemilihan atau Perhitungan Diameter..... | 16 |
| 2.4.4 Kecepatan Linier (Keliling)..... | 16 |
| 2.4.5 Jarak Sumbu Poros (C) dan Panjang Belt (L)..... | 17 |
| 2.4.6 Tarikan pada Belt..... | 17 |

| | |
|---|----|
| 2.4.7 Tegangan Maksimum pada Belt..... | 17 |
| 2.4.6 Umur Belt | 18 |
| 2.5 Poros | 19 |
| 2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros | 19 |
| 2.5.2 Bahan Poros..... | 20 |
| 2.5.3 Torsi Poros..... | 21 |
| 2.5.4 Momen Resultan pada Poros | 21 |
| 2.5.5 Diameter Poros..... | 22 |
| 2.6 Pasak..... | 22 |
| 2.6.1 Variasi/ Bentuk-bentuk Pasak..... | 23 |
| 2.6.2 Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key) | 24 |
| 2.6.3 Kedudukan Pasak pada Porosnya | 24 |
| 2.6.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat | 25 |
| 2.7 Bantalan (Bearing)..... | 27 |
| 2.8 Pneumatik | 32 |
| 2.8.1 Kompresor | 33 |
| 2.8.2 Filter, Regulator, Lubricator..... | 38 |
| 2.8.3 Katup (Valve)..... | 42 |
| 2.8.4 Aktuator..... | 47 |

BAB III METODOLOGI

| | |
|---|----|
| 3.1 Flow Chart | 51 |
| 3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Drill dengan 6 spindel untuk Proses Pelubangan Sandal | 52 |
| 3.3 Prosedur Melubangi Sandal Menggunakan Mesin Drill Pelubang Sandal | 54 |

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

| | |
|---|----|
| 4.1 <i>Drilling</i> | 58 |
| 4.1.1 Elemen Proses <i>Drilling</i> | 58 |
| 4.1.2 Gaya Pemotongan pada Proses <i>Drilling</i> | 63 |
| 4.1.3 Momen Torsi pada Proses <i>Drilling</i> (M_t) | 71 |
| 4.2 Perencanaan Poros..... | 69 |
| 4.2.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending..... | 70 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.2.2 | Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen | 76 |
| 4.2.3 | Momen Terbesar | 77 |
| 4.2.4 | Diameter Poros..... | 78 |
| 4.3 | Pasak..... | 79 |
| 4.4 | Bearing | 82 |
| 4.4.1 | Gaya Radial pada Bearing (F_r)..... | 82 |
| 4.4.2 | Beban Ekuivalen pada Bearing B..... | 82 |
| 4.4.3 | Beban Ekuivalen pada Bearing C..... | 83 |
| 4.4.4 | Prediksi Umur Bearing B..... | 84 |
| 4.4.5 | Prediksi Umur Bearing C..... | 84 |
| 4.5 | Perencanaan Belt dan Pulley..... | 85 |
| 4.5.1 | Daya dan Torsi Perencanaan..... | 85 |
| 4.5.2 | Tipe Belt | 85 |
| 4.5.3 | Diameter Pulley..... | 86 |
| 4.5.4 | Kecepatan V-Belt..... | 86 |
| 4.5.5 | Sudut Kontak..... | 86 |
| 4.5.6 | Gaya pada Belt | 87 |
| 4.5.7 | Panjang Belt | 88 |
| 4.5.8 | Tegangan Maksimum | 89 |
| 4.5.9 | Prediksi Umur Belt | 90 |
| 4.6 | Daya Perencanaan Motor | 91 |
| 4.7 | Perencanaan dan Pemilihan Komponen Pneumatik | 91 |
| 4.7.1 | Perencanaan Diameter Silinder Pneumatik..... | 91 |
| 4.7.2 | Perencanaan Katup, Selang dan Kompresor | 93 |
| 4.8 | Modifikasi yang dilakukan | 93 |
| 4.9 | Pengujian Kapasitas Mesin..... | 95 |
| 4.10 | Hasil Pengeboran..... | 97 |

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

| | | |
|-----|------------------|----|
| 5.1 | Kesimpulan | 98 |
| 5.2 | Saran | 98 |

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2.1 Sandal Jepit..... | 5 |
| Gambar 2.2 Spon EVA | 6 |
| Gambar 2.3 Proses <i>drilling</i> | 8 |
| Gambar 2.4 Gaya pemotongan pada proses <i>drilling</i> | 9 |
| Gambar 2.5 Konstruksi belt dan pulley | 14 |
| Gambar 2.6 Diagram pemilihan v-belt..... | 15 |
| Gambar 2.7 Ukuran penampang v-belt..... | 16 |
| Gambar 2.8 Poros, pasak dan hub..... | 23 |
| Gambar 2.9 Ketika poros berputar..... | 23 |
| Gambar 2.10 Pasak standar | 24 |
| Gambar 2.11 Kedudukan pasak pada porosnya | 24 |
| Gambar 2.12 Pasak yang mendapat tegangan | 25 |
| Gambar 2.13 Luasan tegangan geser dan kompresi | 27 |
| Gambar 2.14 Panjang pasak..... | 27 |
| Gambar 2.15 Rolling Bearing..... | 29 |
| Gambar 2.16 Sistem Pneumatik..... | 32 |
| Gambar 2.17 Klasifikasi Kompresor..... | 33 |
| Gambar 2.18 Kompresor Torak Resiprokal..... | 34 |
| Gambar 2.19 Kompresor Torak Dua Tingkat..... | 35 |
| Gambar 2.20 Kompresor Diafragma..... | 35 |
| Gambar 2.21 Kompresor Rotari..... | 36 |
| Gambar 2.22 Kompresor Sekrup | 36 |
| Gambar 2.23 Kompresor Root Blower..... | 37 |
| Gambar 2.24 Kompresor Radial | 37 |
| Gambar 2.25 Kompresor Aliran Aksial..... | 38 |
| Gambar 2.26 Pressure Regulator..... | 39 |
| Gambar 2.27 Air Filter | 40 |
| Gambar 2.28 Pengukur Tekanan | 40 |
| Gambar 2.29 Lubricator..... | 42 |
| Gambar 2.30 Pressure Limiting Valve..... | 43 |
| Gambar 2.31 Katup 3/2 DCV tipe Poppet Dudukan Bola..... | 44 |

| | |
|--|----|
| Gambar 2.32 Katup 3/2 DCV tipe Poppet Dudukan Cakra | 45 |
| Gambar 2.33 Katup 5/2 DCV..... | 45 |
| Gambar 2.34 Katup 3/2 dengan Sistem Mekanik..... | 46 |
| Gambar 2.35 Katup Manual dengan Sistem Tuas | 46 |
| Gambar 2.36 Single Acting Cylinder | 47 |
| Gambar 2.37 Simbul Silinder Single Acting..... | 48 |
| Gambar 2.38 Double Acting Cylinder..... | 49 |
| Gambar 2.39 Simbul Double Acting Cylinder..... | 50 |
| Gambar 3.1 Flow Chart Metodologi Perencanaan | 51 |
| Gambar 3.2 Observasi pada Pengrajin Sandal | 52 |
| Gambar 3.3 Diagram alir prosedur pengoperasian mesin | 55 |
| Gambar 3.4 Sket Mesin..... | 56 |
| Gambar 3.5 Sket sandal..... | 57 |
| Gambar 4.1 Proses Drilling..... | 59 |
| Gambar 4.2 Gaya pada Proses Drilling | 63 |
| Gambar 4.3 Free body diagram..... | 70 |
| Gambar 4.4 Detail gaya yang terdapat pada puli v-belt..... | 71 |
| Gambar 4.5 Diagram bidang potong | 72 |
| Gambar 4.6 Gambar potongan I-I..... | 73 |
| Gambar 4.7 Gambar potongan II-II..... | 74 |
| Gambar 4.8 Gambar potongan III-III..... | 75 |
| Gambar 4.9 Diagram gaya geser bidang horisontal..... | 76 |
| Gambar 4.10 Diagram momen bidang horisontal..... | 77 |
| Gambar 4.11 Luasan untuk tegangan geser | 80 |
| Gambar 4.12 Luasan untuk tegangan kompresi..... | 81 |
| Gambar 4.13 Foto Mesin Bor Sebelum Dimodifikasi | 94 |
| Gambar 4.14 Foto Mesin Bor Sandal Sistem Pneumatik | 99 |
| Gambar 4.14 Foto Sandal | 99 |

DAFTAR TABEL

| | | |
|-----------|---|----|
| Tabel 2.1 | Geometri pahat (<i>Conventional Twist Drill</i>)..... | 12 |
| Tabel 2.2 | Baja karbon untuk konstruksi mesin | 21 |
| Tabel 2.3 | Harga Rata – rata Koefisien Gesek pada Bearing. | 29 |
| Tabel 3.1 | Ukuran sandal berdasarkan survei..... | 57 |
| Tabel 4.1 | Hasil percobaan alat..... | 96 |

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Proses pelubangan sandal pada usaha kecil pengerajin sandal di Desa Wedoro masih kurang efisien waktu disebabkan alat yang digunakan masih sederhana, hanya menggunakan mesin bor dengan satu mata bor. Untuk melubangi satu pasang sandal memerlukan enam kali proses pelubangan. Sedangkan di pasaran belum ada alat pelubang sandal yang dapat menghasilkan enam lubang sekaligus dalam satu kali proses pelubangan, sehingga proses pelubangan yang digunakan saat ini kurang cocok untuk permintaan pasar dalam jumlah besar.

Berdasarkan uraian tersebut, maka dibuat "*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*". Mesin bor sandal ini menggunakan motor listrik sebagai penggerak dan mata bor yang dirancang untuk enam lubang dalam satu kali proses pelubangan. Sehingga proses pelubangan sandal dapat dipercepat dan menjadi lebih efisien waktu. Pada sistem tuas juga telah dimodifikasi dengan sistem pneumatik sehingga beban kerja yang dialami oleh operator semakin ringan. Oleh karena itu melalui mesin ini, besar harapan kami untuk dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi di usaha kecil pengerajin sandal.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah dikemukakan di atas, dapat ditarik beberapa rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana cara untuk meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi di usaha kecil pengerajin sandal?
2. Bagaimana cara untuk mewujudkan "*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*"?

1.3 Tujuan dan Manfaat

Adapun tujuan dari “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini antara lain:

1. Merealisasikan cara untuk meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi di usaha kecil pengerajin sandal.
2. Mewujudkan “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*”.

Selanjutnya diharapkan dengan tercapainya tujuan dari “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini akan dapat memberikan manfaat, manfaat tersebut antara lain:

1. Penerapan ilmu secara langsung oleh mahasiswa yang didapat dari perkuliahan, praktikum, pelatihan maupun dari cara lain yang diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat.
2. Usaha kecil pengerajin sandal dapat meningkatkan produktivitas dengan menggunakan mesin bor sandal ini yang dari segi waktu lebih cepat karena dapat menghasilkan enam lubang dalam sekali proses pelubangan.

1.4 Batasan Masalah

Dalam “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini tentu mempunyai lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan, di antaranya adalah:

1. Material sandal yang digunakan adalah spon EVA dengan tebal 15 mm yang telah diplong membentuk profil sandal.
2. Pahat dimodifikasi khusus karena digunakan untuk melakukan proses *drilling* pada sandal dengan

diameter kecil 5 mm dengan panjang potong 11 mm dan selanjutnya melukan proses *boring* diameter besar 14 mm dengan panjang potong 4 mm.

3. Panas yang timbul akibat proses drilling diabaikan.
4. Rangka mesin atau frame diasumsikan aman.
5. Perhitungan analisa meliputi perencanaan gaya, daya dan elemen-elemen mesin yang terdapat pada mesin bor sandal.
6. Pada rangkaian pneumatik, kehilangan tekanan yang terjadi sangat kecil. Sehingga tidak akan berpengaruh terhadap proses-proses pemesinan lain.
7. Rangkaian listrik tidak dibahas.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan tugas akhir ini adalah:

BAB I Pendahuluan

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, batasan masalah, tujuan, dan sistematik penulisan tugas akhir.

BAB II Dasar Teori

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan mesin bor sandal.

BAB III Metodologi

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja mesin bor sandal.

BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Pada bab ini dijelaskan mengenai uraian perencanaan dan perhitungan daya pengerollan, gaya serta elemen-elemen

mesin yang dibutuhkan mesin pengelem sandal sampai menggerakkan mesin.

BAB V Kesimpulan

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen mesin bor sandal serta kualitas produk yang aktual.

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai sandal jepit spon eva, proses drilling, belt dan puli, poros, pasak, bantalan (bearing), dan sistem pneumatik.

2.1 Sandal Jepit

Sandal jepit adalah sandal yang terbuat dari karet sintetis (spon EVA) dengan tali sandal atau sandatan berbentuk huruf “V” terbalik, terletak pada lubang bagian depan satu buah dan dua buah pada lubang bagian belakang sandal. Sandal jepit memiliki berbagai macam warna yang menarik dan pada umumnya bagian bawah sandal rata (tidak memiliki hak). Selain digunakan dalam ruangan atau kamar mandi, sandal jepit juga digunakan di luar rumah pada kesempatan yang tidak resmi.



Gambar 2.1 Sandal jepit spon EVA

2.1.1 Spon EVA

Spon EVA atau singkatan dari *Ethylene Vinyl Acetate* merupakan suatu *copolymer* dari *ethylene* dan *vinyl acetate*. Memiliki rumus kimia $(C_6H_4)_n(C_4H_6O_2)_m$. Di pasaran dikenal juga dengan nama spon ati, busa ati atau eva sponge sheet. Memiliki sifat yang elastis, tangguh, tahan terhadap listrik dan air. Penggunaannya EVA antara lain pada untuk bidang biomedik, pembuatan lem, bahan sandal, bagian helm, pegangan perlatan dll.



Gambar 2.2 Spon EVA

2.2 Drilling

Proses *drilling* adalah proses pembuatan lubang dengan diameter dan kedalaman tertentu pada benda kerja dengan mata bor sebagai pahat potongnya.

2.2.1 Jenis-jenis Mesin Bor

Jenis-jenis mesin drill atau umumnya disebut mesin bor antara lain:

a. Mesin Bor Meja

Mesin bor meja adalah mesin bor yang diletakkan di atas meja. Mesin ini digunakan untuk membuat lobang benda kerja dengan diameter kecil (terbatas sampai dengan diameter 16 mm). Prinsip kerja mesin bor meja adalah putaran motor listrik diteruskan ke poros mesin sehingga poros berputar. Selanjutnya poros berputar yang sekaligus sebagai pemegang mata bor dapat digerakkan naik turun dengan bantuan roda gigi lurus dan gigi rack yang dapat mengatur tekanan pemakanan saat pengeboran.

b. Mesin Bor Radial

Mesin bor radial khusus dirancang untuk pengeboran benda-benda kerja yang besar dan berat. Mesin ini langsung dipasang pada lantai, sedangkan meja mesin telah terpasang secara permanen pada landasan atau alas mesin.

c. Mesin Bor Spindel Jamak

Mesin gurdi spindel jamak digunakan untuk menggurdi beberapa lubang secara serempak. Mesin gurdi ini mampu

menggurdi banyak suku cadang dengan ketepatan sedemikian rupa sehingga semua suku cadang mampu tukar. Biasanya, sebuah plat yang dilengkapi dengan selongsong yang dikeraskan sangat dibutuhkan untuk memandu penggurdi secara tepat ke benda kerja.

Desain yang umum dari mesin ini memiliki rakitan kepala dengan sejumlah spindel atas tetap yang digerakkan dari pinyon yang mengelilingi roda gigi pusat. Spindel yang berhubungan ditempatkan di bawah roda gigi ini dan dihubungkan dengan spindel yang atas dengan poros penggerak tabung dan dua sambungan universal. Tiga spindel bawah, yang membawa penggurdi, dapat disetel meliputi daerah yang luas.

d. Mesin Drill Pelubang Sandal 6 Spindel

Mesin drill atau mesin bor ini dikhususkan untuk mengebor sandal spon, sebagai tempat sandatan sandal. Mata bor terdiri dari 6 buah yang dicekam pada poros chuck dan terhubung pada poros. Mata bor memiliki dua diameter bertingkat, yaitu diameter kecil dan diameter besar. Sehingga dalam sekali proses *drilling* dapat menghasilkan 12 lubang sekaligus, yang terdiri dari 6 lubang kecil dan 6 lubang besar. Dengan kata lain, dalam satu kali proses pengoboran dapat menghasilkan lubang pada satu pasang sandal sekaligus.

Mekanisme pengeboran yaitu dengan menyalakan motor untuk memutar mata bor. Lalu meletakkan satu pasang spon sandal (kanan dan kiri) yang sudah berbentuk profil sandal pada jig yang berbentuk serupa dengan dengan bentuk sandal. Setelah itu tuas mekanis yang berbentuk pijakan diinjak untuk menaikkan matras, sehingga terjadi proses pengeboran sandal.

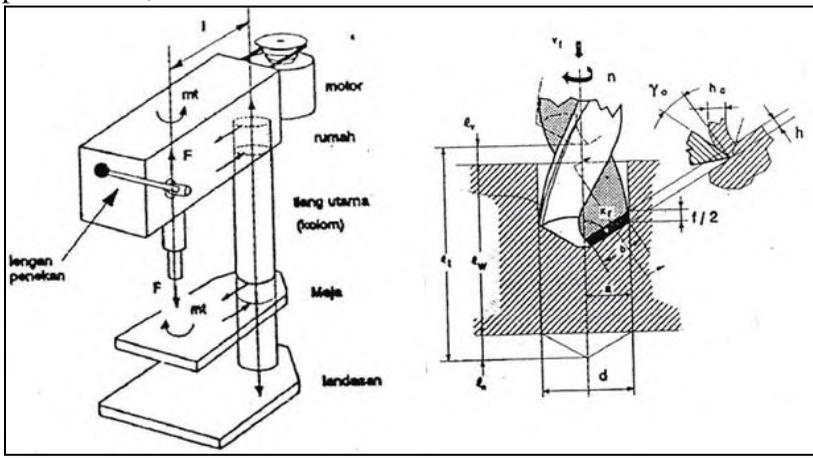
Terdapat beberapa bagian dari mesin ini yang perlu untuk disempurnakan, antara lain pada tuas pijakan, putaran mesin dan mekanisme pengeboran. Tuas perlu diganti dengan elemen yang lebih memudahkan pekerja pada saat pelubangan sandal, karena jika digunakan pada jangka waktu satu hari, pekerjaan dengan menggunakan tuas dapat mengakibatkan kelelahan lebih. Selain itu gerakan dari tuas juga tidak konstan. Putaran dari spindel perlu dinaikkan agar hasil dari pengeboran dapat lebih baik dan halus. Mekanisme pengeboran perlu ditambah pengaman karena pada saat

drill berputar dan bersamaan dengan meletakkan sandal pada matras, dapat membahayakan tangan dari operator.

(Sumber: Mada Perwira, Ridha Wildania, 2014)

2.2.2 Proses *Drilling*

Gerak makan dapat dipilih bila mesin drill mempunyai sistem gerak makan dengan tenaga motor (power feeding). Untuk jenis gurdi bangku, gerak makan tersebut tidak dapat dipastikan karena tergantung pada kekuatan tangan untuk menekan lengan poros utama, lihat Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Proses *drilling*

Dari Gambar 2.3 dapat diturunkan rumus untuk beberapa elemen pada proses *drilling*, yaitu :

| | | | |
|-------------|---|-------|---------------------------------------|
| Benda kerja | : | lw | = panjang pemotongan benda kerja (mm) |
| Pahat | : | d | = diameter gurdi (mm) |
| | | k_f | = sudut potong utama ($^{\circ}$) |
| | | | = $1/2$ sudut ujung (point angle) |
| Mesin gurdi | : | n | = putaran poros utama (rpm) |
| | | v_f | = kecepatan makan (mm/min) |

Elemen proses *drilling* adalah :

(Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 18-19)

1. Kecepatan potong (m/min)

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \dots\dots\dots(2.1)$$

2. Gerak makan (mm/r)

$$f_z = v_f / (n \cdot z) \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana, z (jumlah mata potong) = 2

3. Kedalaman potong (mm)

$$a = d/2 \dots\dots\dots(2.3)$$

4. Waktu pemotongan (min)

$$t_c = l_{total} / v_f \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$; mm

$$l_v = l_n$$

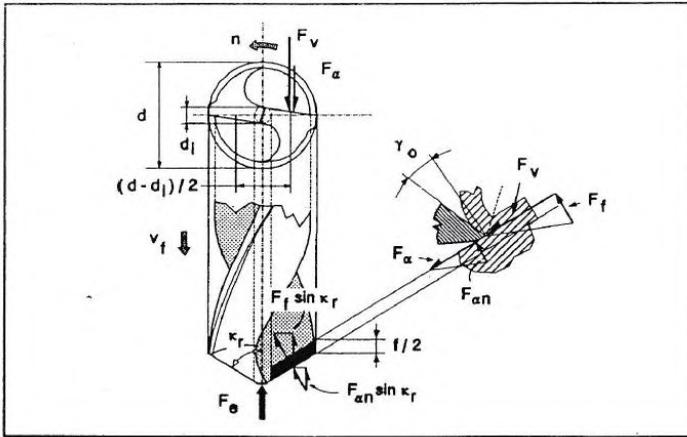
$$l_n \geq (d/2) / \tan k_f; \text{ mm}$$

5. Kecepatan penghasilan geram (cm³/min)

$$Z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{v_f}{1000} \dots\dots\dots(2.5)$$

2.2.3 Gaya Pemotongan Pada Proses *drilling*

Pada proses *drilling*, pahat mempunyai dua mata potong, gaya pemotongan pada salah satu mata potong dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_v (Gaya Potong) dan F_f (Gaya Makan). Dapat dilihat pada Gambar 2.3. Untuk proses *drilling* dengan mesin *drill* bangku ataupun mesin *drill* tangan, maka pahat *drill* harus ditekan dengan tekanan yang cukup besar supaya pahat *drill* dapat bergerak menembus benda kerja. Penekanan tersebut berfungsi untuk melawan gaya ekstrusi yang cukup besar diujung pahat *drill* serta untuk melawan gesekan pada bidang utama/ mayor bagi kedua mata potong. (Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 39)



Gambar 2.4 Gaya pemotongan pada proses *drilling*

Berikut adalah gaya potong (F_v) pada proses *drilling* :

$$F_v = \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana :

F_s = gaya geser; N

$$= \tau_{shi} \times A_{shi}$$

τ_{shi} = Tegangan geser material

A_{shi} = Luas penampang bidang geser

ϕ = sudut geser

η = sudut gesek

γ_o = sudut geram

Berikut merupakan gaya makan (F_f) pada proses *drilling* :

$$F_f = F_v \tan (\eta - \gamma_o) \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana :

F_v = gaya potong; N

η = sudut gesek

γ_o = sudut geser

Berikut merupakan gaya gesek bidang utama ($F\alpha$) pada proses drilling :

$$F\alpha = F_s \cos\phi \dots\dots\dots(2.8)$$

Berikut merupakan gaya tekan bidang utama (F_z) pada proses drilling :

$$F_z = 2F_f \cdot \sin K_r + 2F_{\alpha n} \cdot \sin K_r + F_e ; F_e = 0,5F_z \dots\dots (2.9)$$

Berikut merupakan gaya tangensial (F_z) pada proses drilling :

$$F_t = F_v + F_f \dots\dots\dots(2.10)$$

2.2.4 Daya Pemotongan pada Proses Driling (N_1)

Daya potong dalam proses pembentukan geram ditentukan oleh gaya pemotongan dengan kecepatan pemotongan (kecepatan pahat relatif terhadap benda kerja), atau momen puntir pada pahat dengan kecepatan putarannya, maka daya pemotongan untuk proses *drilling* adalah :

(Sumber : *Taufiq Rochim, 1993 : 42-47*)

$$N_1 = \frac{M_t \cdot 2\pi \cdot n}{60.000.000} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana :

- N_1 = daya potong ; kW
- M_t = momen puntir ; N.mm
- M_t = $F_t \frac{d+d_1}{2}$
- n = putaran ; rpm

2.2.5 Pengaruh Geometri Pahat

Harga sudut yang dianjurkan sesuai dengan umur pahat optimum pada kecepatan potong tertentu adalah $k_f = 59^\circ$ s.d. 68° dan $\alpha_f = 20^\circ$ s.d. 22° . Bagi material benda kerja jenis yang lain diperlukan harga sudut yang berbeda demi untuk mencapai kondisi yang optimum ditinjau dari segi umur pahat. Tabel 2.1 merupakan petunjuk geometri pahat untuk proses *drilling* yang dianjurkan (geometri standar) untuk berbagai jenis benda kerja.

Tabel 2.1 Geometri pahat (*Conventional Twist Drill*) yang dianjurkan

| Benda Kerja | 2κ | γ_r | α_i | Sketsa gundi | Menurut DIN 1836 |
|---|-----------|------------|------------|--------------|------------------|
| Baja u 900 N/mm ² | 118° | 20°-30° | 19°-25° | | N |
| Baja u 900 N/mm ² | 125-145° | 20°-30° | 7°-15° | | N |
| Baja keras (manganese) kondisi austenitic | 135°-150° | 10°-25° | 7°-15° | | H |
| Besi tuang | 90°-135° | 18°-25° | 7°-12° | | N |
| Kuningan | 118° | 12° | 10°-15° | | H |
| Tembaga | 100°-118° | 20°-30° | 10°-15° | | N |
| Aluminium | 90°-140° | 17°-45° | 12°-18° | | W |
| Plastik lunak | 118-140° | 30°-40° | 15°-20° | | W |
| Plastik keras | 80°-118° | 10°-20° | 12°-15° | | H |
| Karet keras | 80°-118° | 10°-15° | 12°-15° | | H |
| Batu, Marmer | 80° | 10°-15° | 7°-12° | | H |

(Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 206-208)

2.3 Daya untuk momen Inersia (N_2)

Daya untuk momen inersia atau yang biasa disebut dengan daya kelembaman merupakan daya yang dibutuhkan oleh benda-

benda yang berputar. Sebelum mencari daya untuk momen inersia yang harus diketahui adalah momen inersia poros dan kecepatan sudut. Poros yang akan digunakan adalah poros pejal, sehingga dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$I = m \cdot r^2 \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana :

- I = Momen inersia ; $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- m_{poros} = Massa poros ; kg
- r = Jari-jari poros ; m^2

Setelah momen inersia poros diketahui kemudian mencari kecepatan sudut. Kecepatan sudut dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana :

- ω = Kecepatan sudut ; rad/s
- n_2 = Putaran poros spindel ; rpm

Setelah momen inersia dan kecepatan sudut telah diketahui, maka daya untuk momen inersia dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$N_2 = I \cdot \omega^2 / t \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana :

- N_2 = Daya untuk momen inersia ; kW
- I = Momen inersia ; $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
- ω = Kecepatan sudut ; rad/s
- t = Waktu yang dibutuhkan dari kondisi diam sampai putaran konstan ; s

2.4 Belt dan Puli

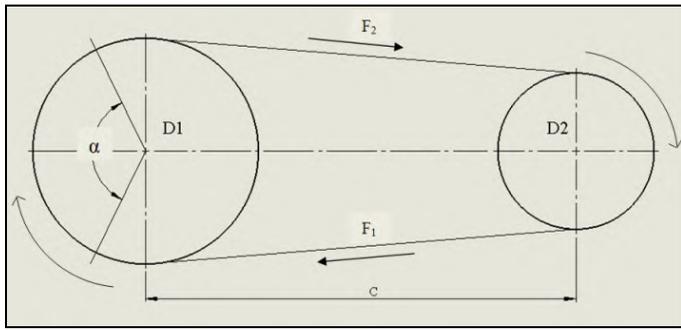
Transmisi daya yang menggunakan belt dan pulley banyak dijumpai di dunia industri, antara lain: manufaktur, kertas,

otomotif, dan tenaga listrik. Sistem transmisi belt digunakan karena penanganannya mudah dengan perawatan yang minimum, murah harganya, serta memiliki rentang daya dan kecepatan yang lebar. (Artady, Hery, 2009)

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah puli atau lebih, puli pertama sebagai penggerak sedangkan puli kedua sebagai puli yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium.

Jenis V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-belt dibelitkan dikelilingi alur pule yang berbentuk V-belt pula.

(Sumber : Sularso, 2002 : 168)



Gambar 2.5 Konstruksi belt dan puli

2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikan sedikit dari daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal (N_{total}), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (P_d) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

(Sumber : Sularso, 2002 : 7)

$$P_d = f_c \cdot N_{total} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

- P_d = daya perencanaan ; kW
- f_c = factor koreksi (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)
- N_{total} = daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal ; kW

Hubungan antara daya dan torsi dapat digunakan persamaan:

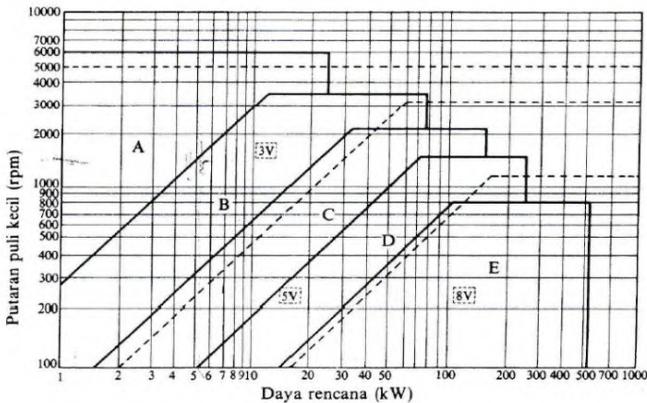
$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

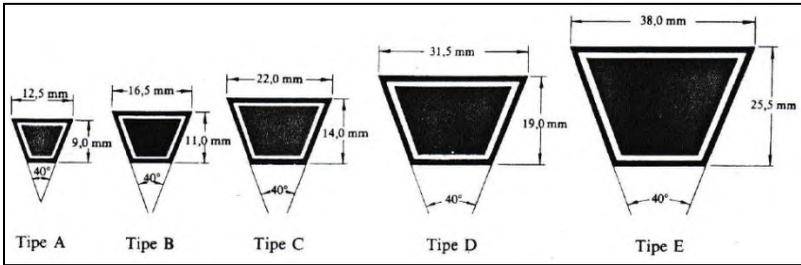
- T = Torsi ; kgf.mm
- P_d = Daya perencanaan ; kW
- n = Putaran motor atau putaran poros spindel ; rpm

2.4.2 Pemilihan Belt

Belt dipilih berdasarkan daya perencanaan (P_d) dan putaran puli kecil (n_2), dengan menggunakan Gambar 2.5 maka jenis belt yang sesuai akan diperoleh. (Sumber : Sularso, 2002 : 164)



Gambar 2.6 Diagram pemilihan v-belt



Gambar 2.7 Ukuran penampang v-belt

2.4.3 Pemilihan atau Perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter puli, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i).

(Sumber : Sularso, 2002 : 166)

$$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

- D_1 = Diameter puli penggerak/ puli pada motor ; mm
- D_2 = Diameter puli yang digerakkan ; mm
- n_1 = Putaran motor ; rpm
- n_2 = Putaran motor setelah ditransmisikan/ putaran pada spindel ; rpm

2.4.4 Kecepatan Linier (Keliling)

Besarnya kecepatan keliling yang biasa dilambangkan “ v ” dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

- v = Kecepatan linier ; m/s
- D_1 = Diameter puli penggerak/ puli pada motor ; mm
- n_1 = Putaran motor ; rpm

2.4.5 Jarak Sumbu Poros (C) dan Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan panjang belt saling berhubungan, untuk konstruksi *open belt drive* tersebut dapat dilihat pada persamaan berikut : (Sumber : Sularso, 2002 : 168)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \dots\dots\dots(2.19)$$

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana : $b = 2L - \pi(D_1 + D_2)$

2.4.6 Tarikan pada Belt

Besarnya gaya tarik efektif F_e (kg) untuk menggerakkan puli yang digerakkan adalah : (Sumber : Sularso, 2002 : 171)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

- F_e = Gaya tarik efektif ; kgf
- f = Koefisien gesek (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)
- α = Sudut kontak ; rad
- $\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ$
- F_1 = Gaya tarik belt pada bagian yang kencang ; kgf
- F_2 = Gaya tarik belt pada bagian yang kendur ; kgf

2.4.7 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan yang timbul ketika belt sedang bekerja dapat dirumuskan sebagai berikut : (Sumber : Dobrovolsky, 1985 : 210)

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots \dots \dots (2.23)$$

Dimana :

- σ_0 = Tegangan awal ; kgf/cm²
 F_e = Gaya efektif ; kgf
 A = Luas penampang belt ; cm²
 = b.h (b = lebar belt, h = tebal belt)
 γ = Berat jenis ; kg/dm³
 v = Kecepatan keliling ; m/s
 g = Gaya gravitasi ; m/s
 E_b = Modulus elastisitas bahan belt; kgf/cm²
 h = Tebal v-belt; mm
 D_{min} = Diameter puli yang kecil; mm

2.4.8 Umur Belt

Umur belt dapat dihitung dengan rumus umum sebagai berikut : (Sumber : Dobrovolsky, 1985 : 238)

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \dots \dots \dots (2.24)$$

Dimana :

- H = Umur belt ; jam
 N_{base} = Basis dari fatigue test yaitu 10⁷ cycle
 σ_{max} = Tegangan maksimum yang timbul; kgf/cm²
 u = Jumlah putaran per detik, atau v/L
 v = kecepatan; m/s
 L = panjang belt; m
 X = Jumlah puli yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk V-belt nilai **$m = 8$**
2. $N_{base} = 10^7$ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
 Untuk V-belt : **$\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$**

2.5 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting, hampir setiap mesin mempunyai poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok, yaitu :

1. Poros Transmisi (line shaft)

Poros ini mempunyai fungsi utama untuk mentransmisikan daya melalui kopleng, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya, sehingga mendapat beban puntir dan lentur.

2. Spindel (spindle)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

4. Poros (Shaft)

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

5. Poros Luwes (Flexible shaft)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipillih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.5.2 Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada

tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).
(Sumber : Sularso, 2002 : 3)

Tabel 2.2 Baja karbon untuk konstruksi mesin

| Standard dan macam | Lambang | Perlakuan Panas | Kekuatan tarik (kg/mm ²) | Keterangan |
|---|----------|-----------------|---------------------------------------|---|
| Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) | S30C | Penormalan | 48 | |
| | S35C | ” | 52 | |
| | S40C | ” | 55 | |
| | S45C | ” | 58 | |
| | S50C | ” | 62 | |
| | S55C | ” | 66 | |
| Batang baja yang difrais dingin | S35C - D | - | 53 | Ditarik dingin, digerinda, dibu-but , atau gabungan antara hal-hal tersebut |
| | S45C - D | - | 60 | |
| | S55C - D | - | 72 | |

2.5.3 Torsi Poros

Untuk mencari torsi pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana:

- T = Momen torsi ; kgf.mm
- P_d = Daya perencanaan ; kW
- n₂ = Putaran poros spindel ; rpm

2.5.4 Momen Resultan Pada Poros

Untuk mencari momen resultan pada poros dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

(Sumber : Sularso, 2002 : 7)

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros ; kgf.mm

M_h = Momen pada bidang horizontal ; kgf.mm

M_v = Momen pada bidang vertikal ; kgf.mm

2.5.5 Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

(Sumber : Sularso, 2002 : 8)

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_r^2 + T^2)}} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros ; kgf.mm

T = Momen torsi ; kgf.mm

d = Diameter poros ; mm

S_{yp} = Strength yield point ; kg/mm²

n = Faktor keamanan

2.5 Pasak

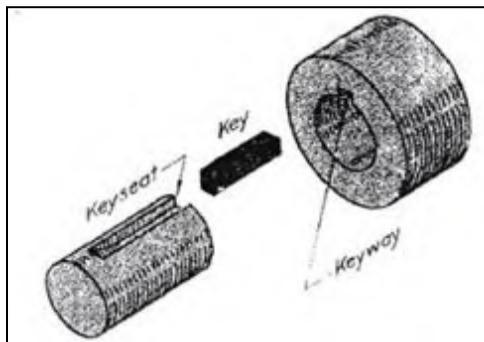
Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan “hub” (roda gigi, pulley, sprocket, dsb), sehingga ketika poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan factor keamanan sebagai berikut :

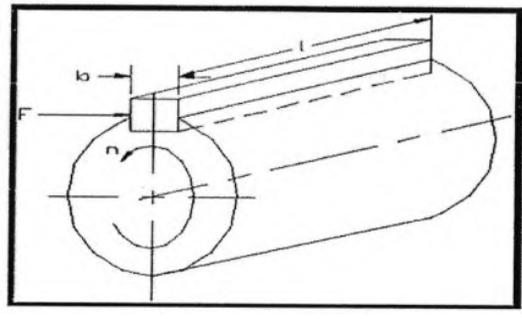
1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady), $sf = 1$

2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah), $sf = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak-balik, $sf = 4,5$

Sedangkan untuk melindungi “hub” supaya tidak rusak maka panjang dari “hub” dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya. Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya.



Gambar 2.8 Poros, pasak dan hub



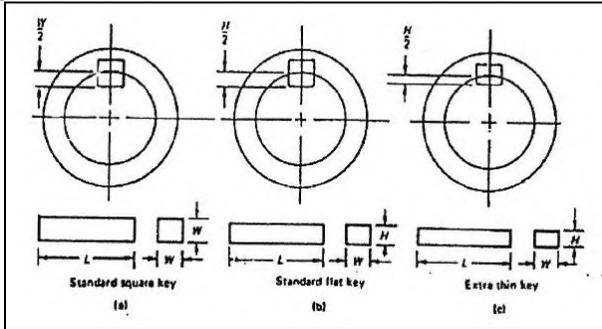
Gambar 2.9 Ketika poros berputar, pasak mendapat gaya F

2.6.1 Variasi/ Bentuk-Bentuk Pasak

Menurut bentuknya, pasak dapat dikelompokkan menjadi : pasak datar (square key), pasak tirus (tapered key), dan pasak setengah lingkaran (wood ruff key).

2.6.2 Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

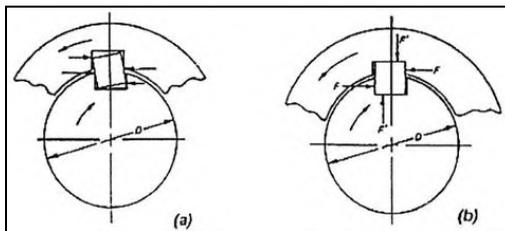
Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi : lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.10 Pasak standar bentuk *square*, *flat* dan *extra thin*

2.6.3 Kedudukan Pasak pada Porosnya

Gambar 2.10a menunjukkan posisi pasak yang tidak baik karena adanya toleransi yang tidak memenuhi syarat antara pasak dan lubangnya, terlalu longgar. Hal ini akan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan kompleks, baik pada pasak maupun pada poros dan hub-nya.



Gambar 2.11 Kedudukan pasak pada porosnya

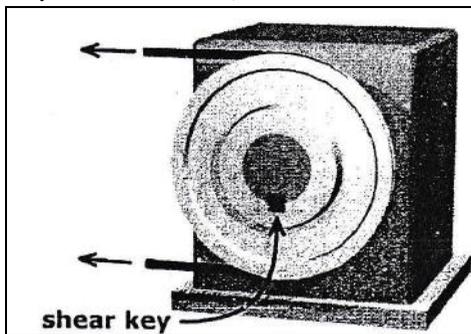
- Kedudukan pasak yang tidak benar
- Kedudukan pasak yang benar

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat gambar 2.10b. Membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan hal ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

2.6.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Sesuai dengan gambar 2.10b yaitu pasak terpasang dengan baik pada porosnya, maka analisis perhitungannya dapat dilakukan sebagai berikut. Ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi.

(Sumber : Suhariyanto, 2011 : 91)



Gambar 2.12 Pasak yang mendapat tegangan geser dan kompresi

1. Tinjauan terhadap tegangan geser yang terjadi pada pasak

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

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

dimana : $F = \frac{T}{D/2}lb$

A = luas bidang geser pada pasak (dapat dilihat pada gambar 2.12 a)

$$A = W \times L$$

= lebar pasak (W) x panjang (L)

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf} \dots\dots\dots(2.28)$$

2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub”, dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau (H = W).

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah :

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

dimana : $F = \frac{T}{0,5 D}$

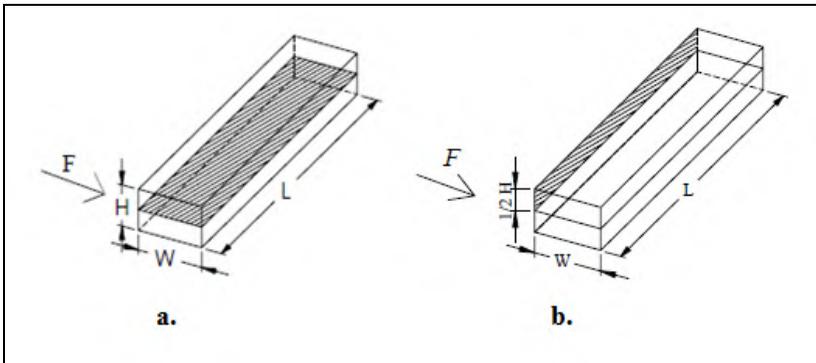
A = luas bidang geser pada pasak (dapat dilihat pada gambar 2.12 b)
= 0,5 H x L

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5 H.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D}$$

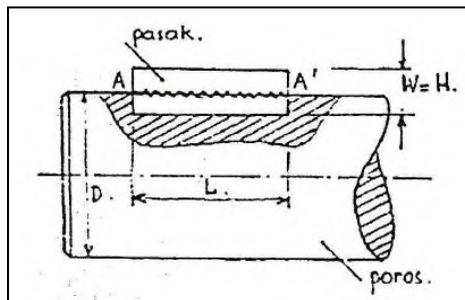
Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\sigma_c = \frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf} \dots\dots\dots(2.29)$$

Dari kedua tinjauan tegangan diatas, maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.



Gambar 2.13 Luasan tegangan geser dan kompresi
 a. Luasan untuk tegangan geser
 b. Luasan untuk tegangan kompresi



Gambar 2.14 Panjang pasak (L)

2.7 Bantalan (*Bearing*)

2.7.1 Pengertian

Bearing dalam Bahasa Indonesia berarti bantalan. Dalam ilmu mekanika *bearing* adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk membatasi gerak relatif antara dua atau lebih komponen mesin agar selalu bergerak pada arah yang diinginkan. *Bearing* menjaga poros (*shaft*) agar selalu berputar terhadap sumbu porosnya, atau juga menjaga suatu komponen yang bergerak linier agar selalu berada pada jalurnya.

Bearing dapat diklasifikasikan berdasarkan gerakan yang diijinkan oleh desain bearing itu sendiri, berdasarkan prinsip kerjanya, dan juga berdasarkan gaya atau jenis beban yang dapat ia tahan. Berikut adalah macam-macam bearing dilihat dari berbagai aspek:

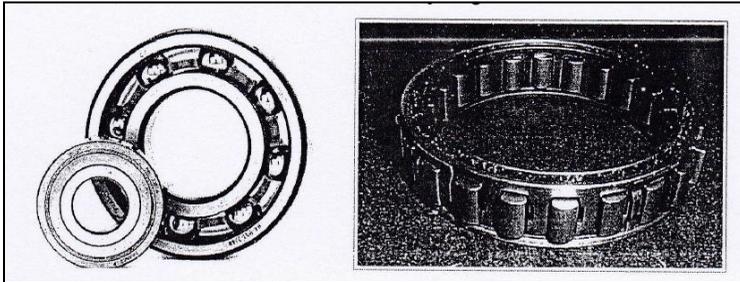
1. Jika berdasarkan gesekan yang terjadi pada bearing, maka bearing terbagi menjadi dua jenis yakni:
 - a. *Anti-friction bearing* : yaitu bearing yang tidak akan menimbulkan gesekan. Contoh: roller dan ball bearing
 - b. *Friction bearing* : yakni bearing kerjanya dapat menimbulkan gesekan. Contoh: *bush* dan *plain bearing*.
2. Jika dilihat dari beban yang ditahan oleh bearing, maka berikut adalah jenis-jenisnya:
 - a. *Journal Bearing*: adalah bearing yang didesain untuk menahan beban yang tegak lurus terhadap sumbu *shaft* horisontal.
 - b. *Foot step* atau *pivot bearing*: adalah bearing yang didesain pada poros vertikal untuk menahan beban yang paralel terhadap sumbu poros tersebut.
 - c. *Thrust bearing*: adalah bearing yang didesain untuk menahan beban horisontal yang paralel dengan sumbu poros horizontal.

2.7.2 Rolling Bearing

Pada bearing ini terjadi gesekan antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding yang berbentuk bola atau peluru, rol atau rol jarum dan rol bulat. Rolling bearing pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil putaran tinggi, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang kompleks dan ketelitiannya yang tinggi, maka rolling bearing hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Harganya pada umumnya lebih mahal daripada journal bearing. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, rolling bearing diproduksi menurut standar tertentu dengan berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bearing ini adalah gesekannya yang sangat rendah dan pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada bearing tertentu yang memakai seal sendiri tak perlu

pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gesekan elemen gelinding dan sangkar, maka pada putaran tinggi bearing ini agak gaduh dibandingkan dengan journal bearing.



Gambar 2.15 Rolling bearing (ball bearing dan roller bearing)

2.7.3 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing

1. Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun rolling bearing disebut bearing anti gesekan (anti friction bearing), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 2.3 yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian yang bertahun-tahun.

Tabel 2.3 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

| No | Tipe Bearing | Start | | Selama Berputar | |
|----|----------------------------|--------|--------|-----------------|--------|
| | | Radial | Aksial | Radial | Aksial |
| 1 | Ball Bearing | 0,0025 | 0,0060 | 0,0015 | 0,0040 |
| 2 | Spherical Roller Bearing | 0,0030 | 0,1200 | 0,0018 | 0,0080 |
| 3 | Cylindrical Roller Bearing | 0,0020 | --- | 0,0011 | --- |

(Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

Akibat adanya gesekan dapat menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{Tf.n}{63.025} = \frac{f.Fr.d.n}{126.050} \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana :

f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan ; HP

T_f = Torsi akibat gesekan ; lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing ; lbf

f = koefisien gesek (Tabel 2.3)

2. Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana :

L_{10h} = Umur bearing ; jam-kerja

C = Beban dinamis ; lbf (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

n = Putaran poros ; rpm

P = Beban Ekuivalen (*equivalent load*)

b = konstanta yang tergantung tipe beban ($b = 3$ untuk ball bearing dan $b = 3,33$ untuk *rolling bearing*)

3. Beban Ekuivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufactures Assosiation*) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan

memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luar yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana :

P = Beban ekuivalen ; lbf

F_r = Beban radial ; lbf

F_a = Beban aksial ; lbf

V = Faktor putaran (konstan) bernilai :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = Konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka rumus diatas menjadi :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana :

F_s = Konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada Tabel 2.4

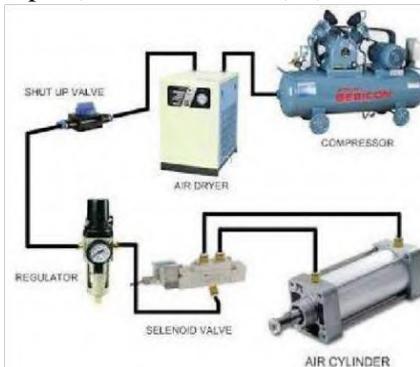
Tabel 2.4 *Ball bearing service factors, Fs*

| No | Type of service | Multiply calculated load by following Factors | |
|----|-----------------------------------|---|----------------|
| | | Ball Bearing | Roller Bearing |
| 1 | Uniform and steady load | 1,0 | 1,0 |
| 2 | Light shock load | 1,5 | 1,0 |
| 3 | Moderate shock load | 2,0 | 1,3 |
| 4 | Heavy shock load | 2,5 | 1,7 |
| 5 | Extreme and indefinite shock load | 3,0 | 2,0 |

2.8 Pneumatik

Pneumatik merupakan teori atau pengetahuan tentang udara yang bergerak, keadaan-keadaan keseimbangan udara dan syarat-syarat keseimbangan. Pneumatik menggunakan hukum-hukum aerodinamika yang menentukan keadaan keseimbangan gas dan uap.

Pneumatik dalam pelaksanaan teknik udara mampat dalam industri merupakan ilmu pengetahuan dari semua proses mekanik dimana udara memindahkan suatu gaya atau gerakan. Jadi pneumatik meliputi semua komponen mesin atau peralatan, dalam mana terjadi proses-proses pneumatik. Dalam bidang kejuruan teknik pneumatik dalam pengertian yang lebih sempit lagi adalah teknik udara mampat (udara bertekanan). (*Mulianto, dkk. 2002*)



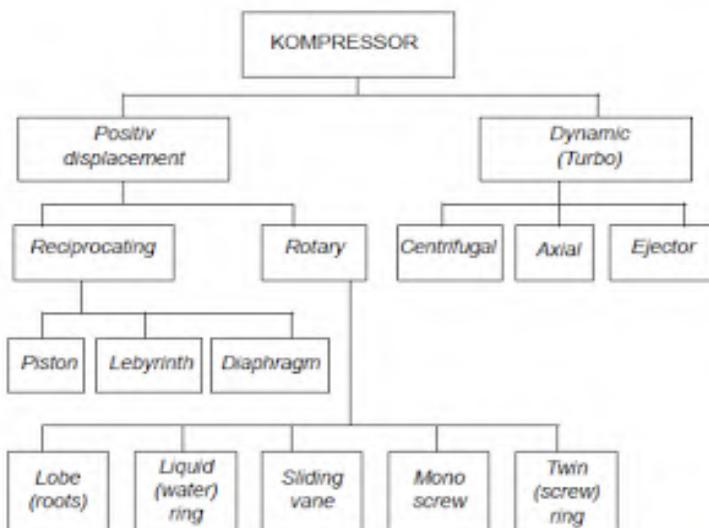
Gambar 2.16 Sistem Pneumatik

2.8.1 Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghasilkan udara bertekanan dengan cara menghisap dan memampatkan udara tersebut kemudian disimpan di dalam tangki udara kempa untuk disuplai kepada pemakai (sistem pneumatik). Kompresor dilengkapi dengan tabung untuk menyimpan udara bertekanan, sehingga udara dapat mencapai jumlah dan tekanan yang diperlukan. Pemilihan jenis kompresor yang digunakan tergantung dari syarat-syarat pemakaian yang harus dipenuhi misalnya dengan tekanan kerja dan volume udara yang akan diperlukan dalam sistim peralatan (katup dan silinder pneumatik).

o Tipe Kompresor

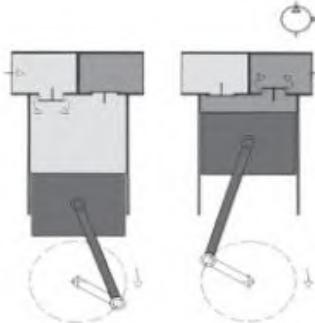
Tipe kompresor pada dasarnya terdiri dari 2 macam yaitu *Positive Displacement compressor*, dan *Dynamic compressor*, (Turbo), *Positive Displacement compressor*, terdiri dari *Reciprocating* dan *Rotary*, sedangkan *Dynamic compressor*, (turbo) terdiri dari *Centrifugal*, *axial* dan *ejector*, secara lengkap dapat dilihat dari klasifikasi di bawah ini.



Gambar 2.17 Klasifikasi Kompresor (Majumdar, 2001)

A. Kompresor Torak Resiprokal (reciprocating kompresor)

Kompresor ini dikenal juga dengan kompresor torak, karena dilengkapi dengan torak yang bekerja bolak-balik atau gerak resiprokal. Pemasukan udara diatur oleh katup masuk dan dihisap oleh torak yang gerakannya menjauhi katup. Pada saat terjadi pengisapan, tekanan udara di dalam silinder mengecil, sehingga udara luar akan masuk ke dalam silinder secara alami. Pada saat gerak kompresi torak bergerak ke titik mati bawah ke titik mati atas, sehingga udara di atas torak bertekanan tinggi, selanjutnya di masukkan ke dalam tabung penyimpanan udara.



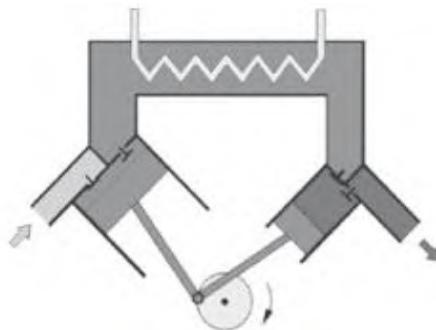
Gambar 2.18 Kompresor Torak Resiprokal

Tabung penyimpanan dilengkapi dengan katup satu arah, sehingga udara yang ada dalam tangki tidak akan kembali ke silinder. Proses tersebut berlangsung terus-menerus hingga diperoleh tekanan udara yang diperlukan.

B. Kompresor Torak Dua Tingkat Sistem Pendingin Udara

Kompresor udara bertingkat digunakan untuk menghasilkan tekanan udara yang lebih tinggi. Udara masuk akan dikompresi oleh torak pertama, kemudian didinginkan, selanjutnya dimasukkan dalam silinder kedua untuk dikompresi oleh torak kedua sampai pada tekanan yang diinginkan. Pemampatan (pengompresian) udara tahap kedua lebih besar, temperature udara akan naik selama terjadi kompresi, sehingga perlu mengalami proses pendinginan dengan memasang sistem pendingin.

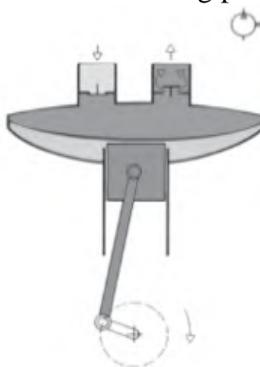
Metode pendinginan yang sering digunakan misalnya dengan sistem udara atau dengan sistem air bersirkulasi.



Gambar 2.19 Kompresor Torak Dua Tingkat
Sistem Pendingin Udara

C. Kompresor Diafragma

Prinsip kerjanya hampir sama dengan kompresor torak. Perbedaannya terdapat pada sistem kompresi udara yang akan masuk ke dalam tangki penyimpanan udara bertekanan. Torak pada kompresor diafragma tidak secara langsung menghisap dan menekan udara, tetapi menggerakkan sebuah membran (*diafragma*) dulu. Dari gerakan *diafragma* yang kembang Kempis itulah yang akan menghisap dan menekan udara ke tabung penyimpan.

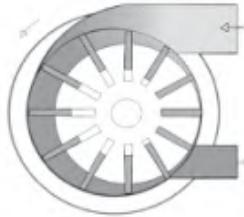


Gambar 2.20 Kompresor Diafragma

D. Kompresor Rotari

Secara eksentrik rotor dipasang berputar dalam rumah yang berbentuk silindris, mempunyai lubang-lubang masuk dan keluar.

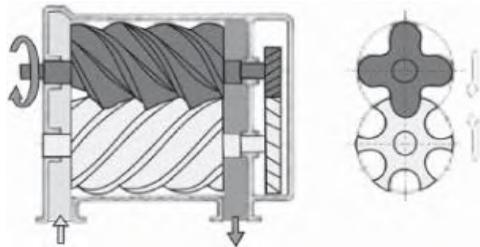
Keuntungan dari kompresor jenis ini adalah mempunyai bentuk yang pendek dan kecil, sehingga menghemat ruangan. Bahkan suaranya tidak berisik dan halus dalam, dapat menghantarkan dan menghasilkan udara secara terus menerus.



Gambar 2.21 Kompresor Rotari

E. Kompresor Sekrup

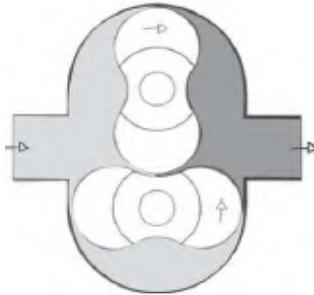
Memiliki dua rotor yang saling berpasangan atau bertautan (*engage*), yang satu mempunyai bentuk cekung, sedangkan lainnya berbentuk cembung, sehingga dapat memindahkan udara secara aksial ke sisi lainnya.



Gambar 2.22 Kompresor Sekrup

F. Kompresor Root Blower

Kompresor jenis ini akan mengisap udara luar dari satu sisi ke sisi yang lain tanpa ada perubahan volume. Torak membuat penguncian pada bagian sisi yang bertekanan.



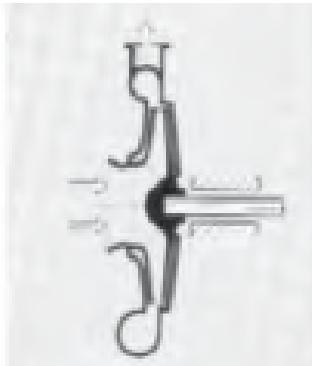
Gambar 2.23 Kompresor Root Blower

G. Kompresor Aliran (*turbo compressor*)

Jenis kompresor ini cocok untuk menghasilkan volume udara yang besar. Kompresor aliran udara ada yang dibuat dengan arah masuknya udara secara aksial dan ada yang secara radial. Arah aliran udara dapat dirubah dalam satu roda turbin atau lebih untuk menghasilkan kecepatan aliran udara yang diperlukan.

H. Kompresor Aliran Radial

Prinsip kerja kompresor radial akan mengisap udara luar melalui sudu-sudu rotor, udara akan terisap masuk ke dalam ruangan isap lalu dikompresi dan akan ditampung pada tangki penyimpanan udara bertekanan hingga tekanannya sesuai dengan kebutuhan.



Gambar 2.24 Kompresor Radial

I. Kompresor Aliran Aksial

Pada kompresor aliran aksial, udara akan mendapatkan percepatan oleh sudu yang terdapat pada rotor dan arah alirannya ke arah aksial yaitu searah (sejajar) dengan sumbu rotor. Jadi pengisapan dan penekanan udara terjadi saat rangkaian sudu-sudu pada rotor itu berputar secara cepat.



Gambar 2.25 Kompresor Aliran Aksial

2.8.2 Filter, Regulator, Lubricator (FRL)

A. Regulator (Pengatur Tekanan)

Tekanan udara yang keluar dari kompresor masih mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan yang didapat pada bagian-bagian kontrol atau bagian kerjanya. Untuk mengatur tekanan udara yang didistribusikan kebagian control dan kerja digunakan regulator (pengatur tekanan) yang biasanya dipasang secara bersatu dengan penyaring udara. Setelah udara keluar dari saringan kemudian masuk pada regulator untuk diatur tekanannya sampai pada batas.

Jadi tujuan daripada regulator adalah untuk menjaga tekanan operasi (tekanan sekunder) sebenarnya tanpa melihat perubahan tekanan dalam saluran (tekanan primer) dan pemakaian udara.



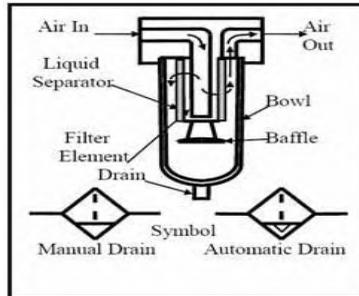
Gambar 2.26 Pressure Regulator

Untuk membatasi aliran udara yang masuk ke sistem, dilakukan dengan cara memutar bagian warna biru (lihat gambar 2.7) sehingga tekanan akan sedikit demi sedikit berkurang.

B. Filter (saringan udara)

Udara di atmosfer yang dikempa oleh kompresor mengandung benda-benda pengotor seperti debu, oli residu, uap basah, dan butiran-butiran halus lainnya. Apabila udara ditekan dengan kompresor, udara kompresi tersebut akan mengandung sejumlah pengotor atau cemaran.

Jika udara yang berisi cemaran tersebut masuk kedalam peralatan pneumatik, dia akan merusak peralatan seperti kedudukan katub, keausan packing dan bagian penggerak lainnya. Penyaring udara kempaian digunakan untuk menghasilkan semua bentuk pengotor yang terkandung dalam udara, sehingga didapatkan yang bersih sebelum didistribusikan ke peralatan pneumatik. Pada gambar dibawah 2.8 digambarkan bagian-bagian dari *air filter* yang terdapat pada system pneumatic yang berfungsi untuk membersihkan udara sebelum masuk kesistem.



Gambar 2.27 Air Filter

Udara yang bertekanan keluar dari tangki penampung akan melalui sebuah on/off valve. Sebelum mencapai jaringan distribusi, udara harus melewati “unit filter” yaitu air filter atau penyaring udara. Udara masuk melalui lubang udara masuk (Air In) pada mangkok kaca (bowl), selanjutnya udara akan melewati elemen filter (filter anyaman kawat) dan liquid separator. Uap lembab akan terkondensasi dan mengendap di bagian bawah dan dikeluarkan melalui drain (sumbat pembuangan). Setelah melewati unit filter, akan dihasilkan udara yang bersih dari partikel asap dan kotoran lainnya dan keluar melalui lubang udara keluar.

C. Pengukur Tekanan

Suatu system yang menggunakan tekanan harus mempunyai alat yang bisa mengukur tekanan yang dipakai untuk menjalankan system tersebut, pada system pneumatic juga digunakan alat ini untuk mengukur tekanan yang digunakan, baik tekanan dari kompresor ataupun tekanan system.



Gambar 2.28 Pengukur Tekanan

Udara mengalir masuk ke pengaturan tekanan melalui lubang saluran. Tekanan dalam pipa menyebabkan pipi yang terdapat didalam *gauge* memanjang. Tekanan lebih besar, mengakibatkan belokan radius lebih besar. pergerakan perpanjangan diubah ke jarum jam penunjuk melalui tuas penghubung, sehingga tekanan dapat dilihat melalui angka yang ditunjuk jarum.

D. Lubrikator

Bagian-bagian yang bergerak dan menimbulkan gesekan memerlukan pelumas. Bagian yang bergerak meluncur termasuk didalamnya peralatan pneumatik (silinder, katub). Untuk menjamin supaya bagian-bagian yang bergesekan pada perlengkapan tersebut dapat bekerja dan dipakai secara terus menerus, maka harus memberikan pelumas yang cukup. Jumlah tertentu dari minyak pelumas ditambahkan kedalam udara bertekanan dengan menggunakan perangkat pelumasan.

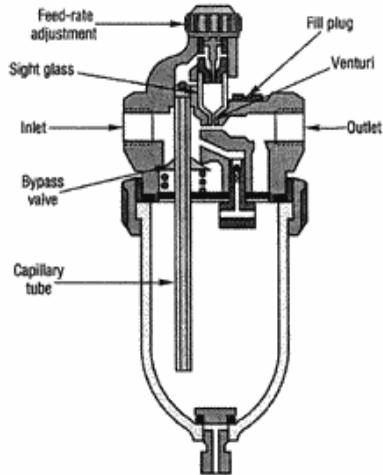
Keuntungan menggunakan pelumasan :

1. Terjadinya penurunan angka gesekan.
2. Perlindungan terhadap korosi.
3. Umur pemakaian lebih lama.

Syarat yang harus dipenuhi oleh perangkat pelumas :

1. Pengoperasian pemeliharaan sederhana.
2. Kerja perangkat pelumas harus otomatis.
3. Banyaknya oli untuk kontrol pneumatik harus dapat disesuaikan untuk kesesuaian ukurannya.
4. Perangkat pelumas harus dapat berfungsi sekalipun udara bertekanan yang diperlukan hanya sesaat.

Perangkat pelumas udara bertekanan dapat bekerja hanya ketika ada aliran udara yang cukup. Jika terlalu kecil alirannya, kecepatan aliran pada nozzle tidak dapat menimbulkan perbedaan tekanan (pressure drop). Apabila tekanan pada lubang tersempit. Dari pipa venturi lebih kecil dari pada tekanan bejana, maka oli dalam bejana akan tersedot dan akan keluar bersama-sama udara dan bercampur berupa kabu oli.



Gambar 2.29 Lubrikator

2.8.3 Katup (*Valve*)

Sistem kontrol pneumatik terdiri dari komponen-komponen sinyal dan bagian kerja. Komponen-komponen sinyal dan kontrol menggunakan rangkaian atau urutan-urutan operasi dari bagian kerja, dan disebut katub. Penggunaan katub dalam pneumatik yaitu untuk mengontrol tekanan, kecepatan aliran dan untuk mengatur arah aliran udara dalam sirkuit pneumatik.

Menurut fungsinya, katub dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Pressure Control Valve (Katub Pengontrol Tekanan)

Katub pengontrol tekanan adalah bagian yang sangat mempengaruhi tekanan atau dikontrol oleh besarnya tekanan.

Jenis katub ini dibagi dalam kategori sebagai berikut :

A. Pressure Regulating Valve (Regulator)

Katub pengatur tekanan ini telah diterangkan diatas, yang penting dari unit ini adalah untuk menjaga tekanan yang stabil walaupun dengan tekanan yang masuk secara berubah-ubah. Tekanan masuk harus lebih besar dari pada tekanan keluar yang diinginkan.

B. Pressure Limiting Valve

Katub ini terutama dipakai sebagai katub pengaman (katub tekanan lebih). Katub ini mencegah terlampauinya tekanan maksimal yang ditolelir dari sistem. Apabila tekanan maksimal tercapai pada lubang masukan, maka lubang pada keluaran pada katub akan terbuka dan udara bertekanan akan dibuang ke admosfer. Katub tetap terbuka sampai katub ditutup sampai gaya pegas didalam setelah mencapai tekanan kerja yang diinginkan.



Gambar 2.30 Pressure Limiting Valve

Keterangan :

1) Tombol Plastik

Tombol ini dihubungkan ke baut pengaman, kemudian diputar searah jarum jam untuk menggeser sebuah mur untuk menaikkan atau untuk menurunkan level preset.

2) Diafragma

Diafragma ini untuk mengimbangi gaya spring pengatur tekanan dan tekanan dibawah diafragma.

3) Waktu Tekanan

Waktu tekanan bertambah sampai melampaui level preset, keseimbangan udara terganggu dan udara akan keluar sehingga tekanan keluar kembali ke level preset.

2. Flow Control Valve (Katub Pengontrol Aliran)

Pada sistem pneumatik flow control valve digunakan untuk mengatur arah aliran fluida, untuk selanjutnya digunakan menggerakkan aktuator, adapun katup pengatur arah aliran antara lain :

A. Directional Control Valve

Directional control valve ini dipakai dalam sistem kontrol pneumatik dan berfungsi untuk mengubah arah aliran udara atau menghentikan aliran, sehingga mengontrol kinerja silinder.

Ada beberapa macam jenis Directional Control Valve yang diklasifikasikan menjadi :

1. Menurut Kontruksi Valve Utama

Klasifikasi ini dilihat berdasarkan tipe atau jenis dan katup yang berada pada valve, yaitu :

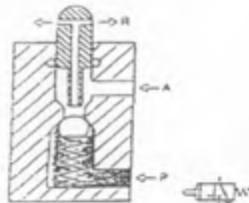
a. Directional Control Valve Tipe Poppet

Dari konstruksinya, katup ini dapat dikategorikan sebagai berikut :

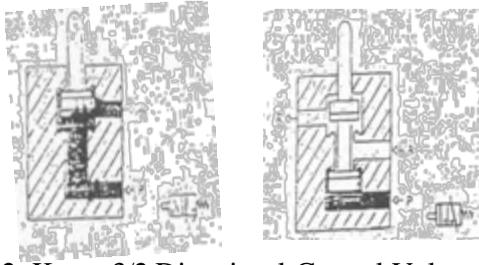
1. katub dudukan bola (ball seat valve)
2. katub dudukan cakra (disk seat valve)

Pada katup poppet sambungan (saluran) dibuka atau ditutup dengan memakai bola, cakra, plat atau kerucut. Tipe poppet biasanya terbuat dari karet sintetis atau packing resin, menutup langsung seat metal valve pada arah aksial untuk menghentikan flow udara atau membuka valve dengan mengangkat tutup dari seat valve. Selain pemakaian beban elastis untuk valve seat valve, poppet ditekan dengan mantap pada seat valve oleh tekanan udara untuk memperkuat efek selingnya.

Valve ini terbuka lebar dengan stoke pendek saja karena konstruksinya, dan ini menguntungkan sekali untuk operasi cepat. Bahan elastis ini juga memberikan sealing yang ketat yang dapat mencegah masuknya kotoran kotoran dari luar.



Gambar 2.31 Katup 3/2 Directional Control Valve tipe Poppet dengan Dudukan Bola

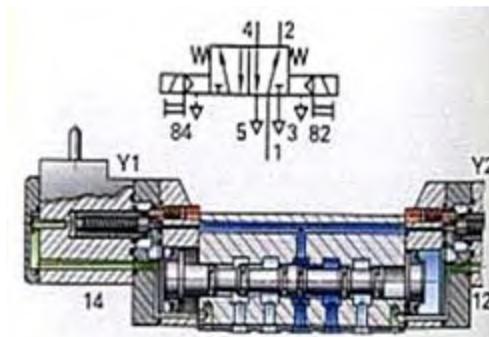


Gambar 2.32 Katup 3/2 Directional Control Valve tipe Poppet dengan Dudukan Cakra

b. Directional Control Valve Tipe Slide

Directional control valve ini mengubah saluran udara dengan sliding dipermukaan datar. Permukaan halus datar karena permukaan slide berfungsi sebagai seal. Resistance friction (gesekan) juga harus kecil untuk menjalankan valve dengan mulus, maka itu pelumas diperlukan dipermukaan slide. Ada beberapa valve kecil yang menggunakan resin sintetis untuk bagian valve guna memperbaiki efek sealing.

Valve ini mempunyai kelebihan dimana ia dapat dibuat dengan dengan ukuran kecil dibandingkan dengan ukuran flow ratennya. Sebaiknya plat slide menerima tekanan udara langsung pada arah berlawanan dari seal, sehingga ia perlu ditekan dengan gaya yang lebih besar dari tekanan udara yang akan menyebabkan pertambahan gesekan dan gaya operasi. Karena tendensi ini bertambah dengan bertambahnya ukuran valve tipe ini tidak dipakai secara luas.



Gambar 2.33 Katub 5/2 Directional control Valve

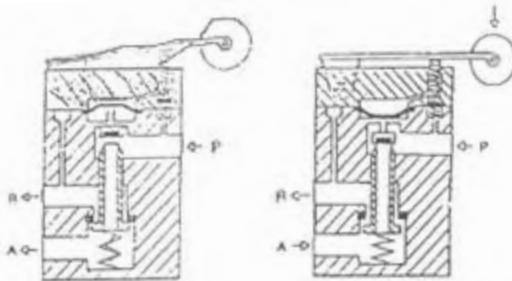
2. Menurut Sistem Operasi Valve

Beberapa jenis sistem operasi katub kontrol arah, antara lain :

a. Mechanical – Valve

Valve ini melakukan penggantian dengan gerakan mekanikal dari cam. Pemakaian sama seperti micro switch dan limit switch dalam peralatan listrik.

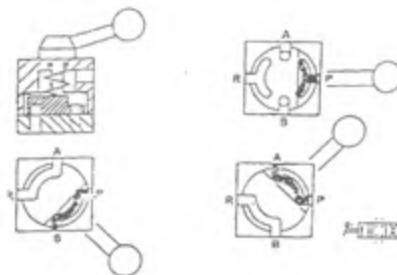
Perubahan katub dibuat dalam tahap-tahap berikut ; tahap pertama adalah penutupan saluran A ke R, kemudian pembukaan saluran P ke A. kembali keposisi semula dapat berlangsung ketika tuas rol dilepas. Ini akan menutup saluran tekanan diaphragma dan saluran pembuang. Pegas yang terpasang mengembalikan kumparan pemandu kutub utama ke posisi awalnya.



Gambar 2.34 Katub 3/2 Dengan Sistem Mekanik

c. Manual Valve

Valve ini di buka dan ditutup secara manual. Cara kerja dari valve ini adalah udara dapat berubah dengan jalan manual tergantung dari operator, seperti berupa pedal (pijakan kaki), tuas dan tombol tekan.



Gambar 2.35 Katub Manual Dengan Sistem Tuas

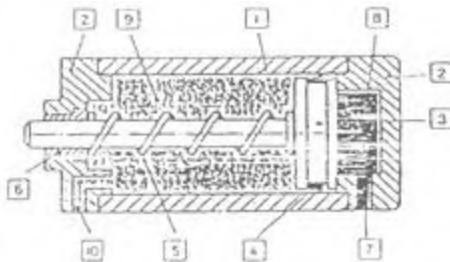
2.8.4 Aktuator

Udara bertekanan dari kompresor diubah menjadi gerakan lurus oleh silinder pneumatik. Besarnya tenaga yang dapat ditimbulkan tergantung pada besarnya tekanan, luas penampang silinder, serta gesekan yang timbul antara dinding dalam dengan batang toraknya.

Aktuator pneumatik secara garis besar dibagi menjadi 2 yaitu :

1. Single Acting Cylinder (Silinder Pneumatik Aksi Tunggal)

Silinder ini bekerja hanya pada satu arah saja, karena hanya mempunyai satu inlet untuk udara bertekanan. Adapun gerakan kembalinya dia ke posisi semula dikarenakan ada pegas atau diafragma.



Gambar 2.36 Single Acting Cylinder

Keterangan :

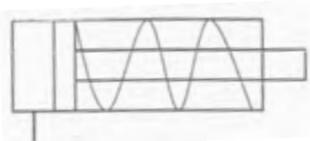
1. Silinder Barel
2. End Cap
3. Piston With Piston Rod
4. Piston Packing
5. Spring
6. Bearing Bushing
7. Inlet Port
8. Compressed Air Based
9. Piston Rod Chamber
10. Exhaust Port

Udara bertekanan mengalir melalui bore (7). Kedalam ruangan yang terdapat disebelah piston (8). Udara bertekanan tadi akan mendorong piston dan menghasilkan gaya sebesar F pada permukaan piston. Kemudian piston dan piston rod bekerja sesuai dengan langkah kerjanya.

Ketika tekanan udara mulai turun akibat mulai terbukanya directional valve, compression spring akan mendorong piston kembali ke posisi semula. Gaya dari pegas (spring) dirancang untuk mengembalikan piston ke posisi awal, dan karena itulah silinder single acting hanya dirancang untuk prinsip kerja satu arah atau hanya untuk proses mendorong dan tidak untuk proses penarikan karena disebabkan oleh keterbatasan kemampuan pegas.

Silinder single acting juga dirancang agar mempunyai langkah kerja yang pendek. Hal ini dikarenakan faktor compression spring tadi, dimana semakin panjang langkah kerja dari silinder maka semakin besar juga gaya F yang berkurang karena dipengaruhi gaya tekan dari pegas (spring).

Vent Hole (10) didesain terbuka terus, sehingga udara dapat bebas keluar masuk dari piston rod chamber (9) selama langkah kerja. Simbol internasional dari silinder single acting adalah seperti gambar dibawah ini :

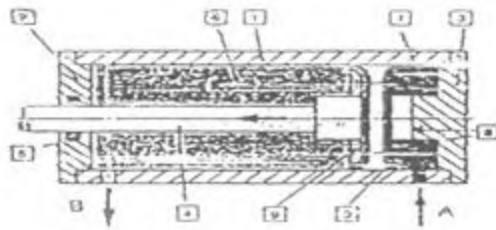


Gambar 2.37 Simbol Silinder Single Acting

2. Double Acting Cylinder (Silinder Pneumatik Aksi Ganda)

Silinder aksi ganda (Double Acting) digunakan terutama bila piston diperlukan untuk melakukan kerja bukan hanya pada gerakan maju, tetapi juga kerja pada gerakan mundur. Sehingga mempunyai keuntungan yaitu, bisa dibebani pada kedua arah gerakan batang pistonnya. Gaya dorong yang ditimbulkan oleh udara bertekanan, menggerakkan piston pada silinder penggerak ganda dalam dua arah. Gaya dorong yang besarnya tertentu digunakan pada dua arah, gerakan maju dan gerakan mundur. Gaya yang diberikan pada batang piston adalah lebih besar untuk gerakan maju daripada gerakan mundur. Karena efektif permukaan piston dikurangi pada sisi batang piston oleh luas permukaan batang piston.

Silinder pneumatik double acting terdiri dari komponen-komponen sebagai berikut :



Gambar 2.38 Double Acting Cylinder

Keterangan :

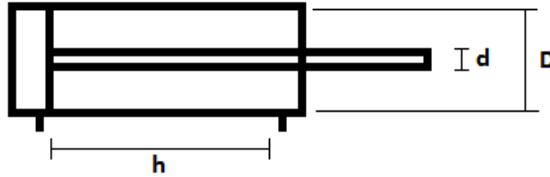
1. Silinder Barel
2. Bearing Cap
3. End Cap
4. Piston Rod
5. Scraper Ring
6. Piston Rod Chamber
7. Inlet Compressed Air
8. Hexagon Nut
9. Cup Packing

Udara mengalir dari port A ke ruang yang terdapat disebelah piston (7). Maka piston dan piston rod akan bergerak karena adanya tekanan dari piston area (8). Udara yang berada pada piston rod chamber (6) akan pindah keluar silinder melalui port B

Pada proses kebalikannya udara mengalir melalui port b, lalu ke piston ring area (9) sehingga piston kembali keposisi awal. Karena terdorong oleh piston, udara akan keluar melalui port A.

Karena adanya perbedaan ukuran dari piston area (8) dan piston ring area (9), maka gaya yang dihasilkan ketika bergerak keluar dan kedalam akan berbeda, walaupun memiliki besar tekanan yang sama.

Simbol dari silinder double acting adalah sebagai berikut :



Gambar 2.39 Simbol Double Acting Cylinder

1. Diameter Silinder

Diameter silinder dapat dihitung dari diameter tabung silinder, diameter piston rod dan tekanan udara.

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 P \mu \dots\dots\dots(2.34)$$

Dimana :

- F = Gaya Dorong Silinder (kgf)
- D = Diameter Tabung Silinder (cm)
- P = Tekanan Udara (kgf/cm²)
- μ = Koefisien Tekanan Beban Dorong

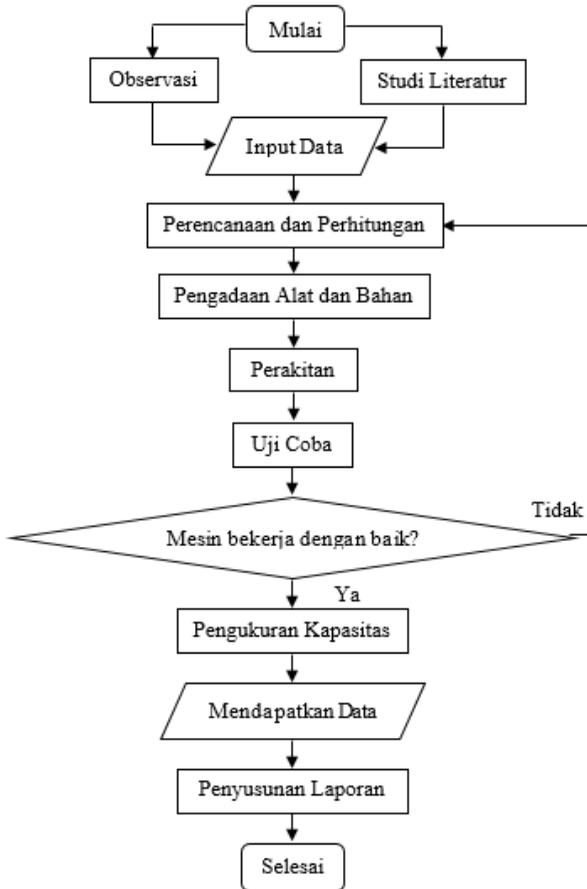
Koefisien tekanan beban berubah tergantung dari diameter silinder, gesekan slaiding packing dan gesekan metal rod, maka itu diset dulu pada 0,7.

BAB III

METODOLOGI

3.1 Flow Chart

Proses pembuatan dan penyelesaian “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini.



Gambar 3.1 Flow chart metodologi perencanaan

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik

Proses dalam menyelesaikan “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*” ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian “*Modifikasi Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik sebagai Pengganti Tuas Mekanis*”.



Gambar 3.2 Observasi pada Mitra

2. Studi Literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin *drill* pelubang sandal ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survei mengenai komponen-komponen di pasaran.

3. Input Data

Input data merupakan proses pengumpulan data yang didapatkan pada saat observasi dan studi literatur. Dari observasi didapatkan data bahan untuk sandal yaitu spon EVA dan dari studi literatur didapatkan data mengenai proses *drilling* dan semua yang berkaitan dengan proses pelubangan sandal.

4. Perencanaan dan Perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi. Mesin yang akan dirancang ini adalah *Mesin Bor Sanda dengan Sistem Pneumatik*.

5. Pengadaan Alat dan Bahan

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat.

6. Perakitan

Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

7. Uji Coba

Setelah alat selesai dibuat, lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Apabila kinerja alat tersebut tidak sesuai dengan harapan, maka akan dilakukan perencanaan ulang terhadap sistem ini. Apabila hasilnya sesuai dengan harapan, maka akan diteruskan untuk pengujian kapasitas.

8. Pengukuran Kapasitas

Dalam tahapan ini, dilakukan pengujian kapasitas. Dalam pengujian nanti akan dicatat waktu yang diperlukan dalam satu kali proses pelubangan sandal, sehingga dapat diketahui kapasitas produk yang dihasilkan oleh mesin *drill* pelubang sandal.

9. Mendapatkan Data

Data didapatkan dari uji coba dan Pengukuran Kapasitas yang selanjutnya digunakan untuk membuat laporan.

10. Pembuatan Laporan

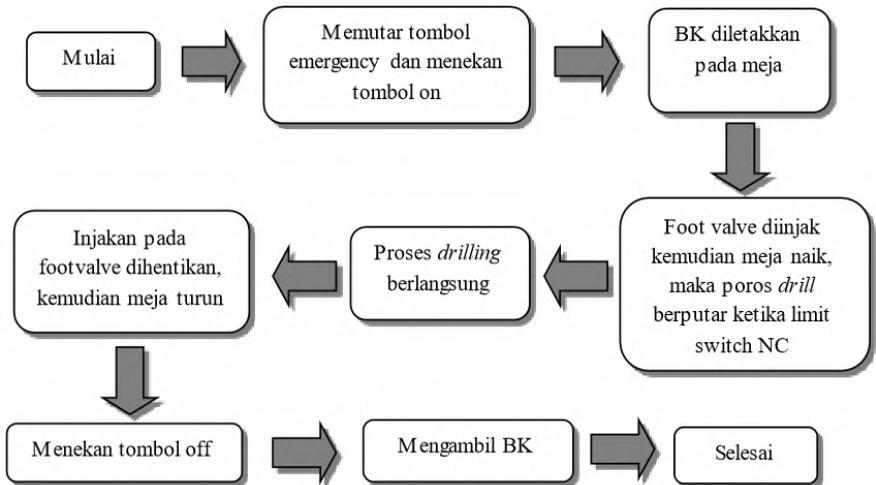
Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin *drill* pelubang sandal, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

3.3 Prosedur Melubangi Sandal Menggunakan Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik

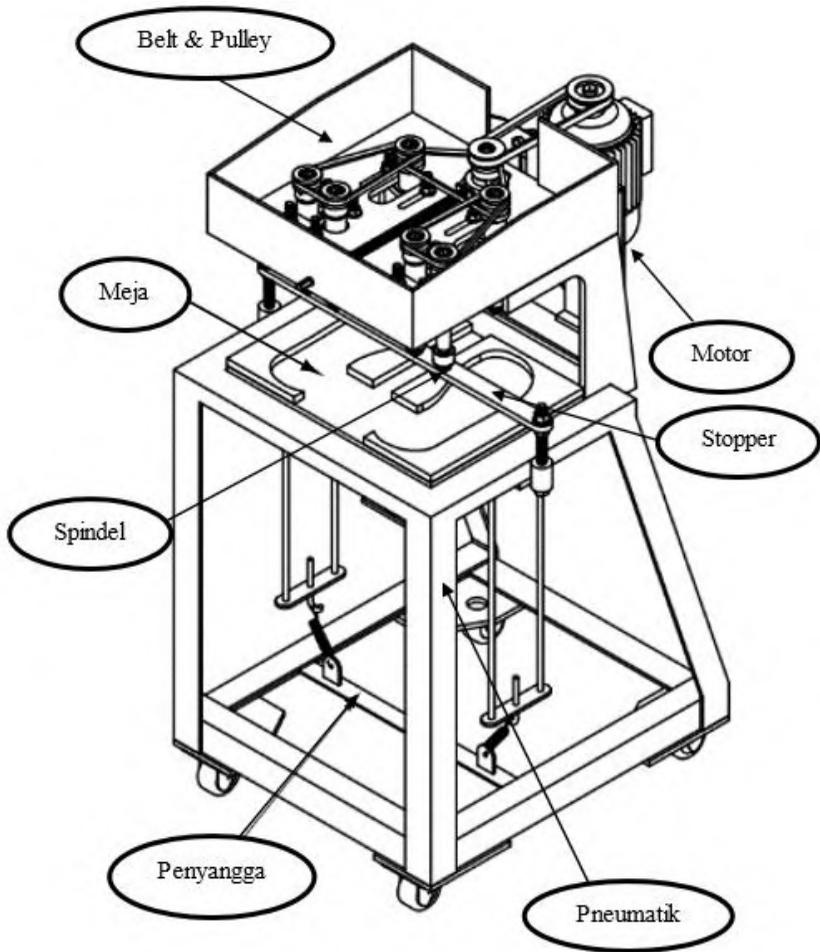
Setelah mesin pelubang sandal selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses pelubangan sandal dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Nyalakan mesin dengan memutar tombol emergency dengan lampu indikator hijau menyala maka mesin dalam keadaan standby dan tekan tombol motor agar motor pada posisi ready.
2. Benda kerja berupa spon EVA yang telah diplong dan membentuk profil sandal dengan ukuran sandal 42 dan tebal 15 mm. kemudian meletakkan profil sandal tersebut pada meja mesin bor sandal pneumatik. Pada meja telah disiapkan tempat untuk meletakkan profil sandal agar pada saat dilakukan proses drilling sandal tidak berubah posisi.
3. Menginjak footvalve sehingga aktuator yang terhubung dengan meja terangkat. Ketika meja terangkat pemantik menekan limit switch maka motor berputar, kemudian motor akan memutar ke enam spindel dengan transmisi belt dan puli.
4. Proses drilling berlangsung dan dihentikan jika ukuran lubang telah terpenuhi yaitu panjang lubang kecil 11 mm dan panjang lubang besar 4 mm. Pada mesin dilengkapi stopper yang dapat diatur sesuai dengan panjang lubang yang diinginkan.
5. Menghentikan injakan ketika profil sandal telah menyentuh stopper.
6. Mesin dimatikan dengan menekan tombol emergency.
7. Selesai

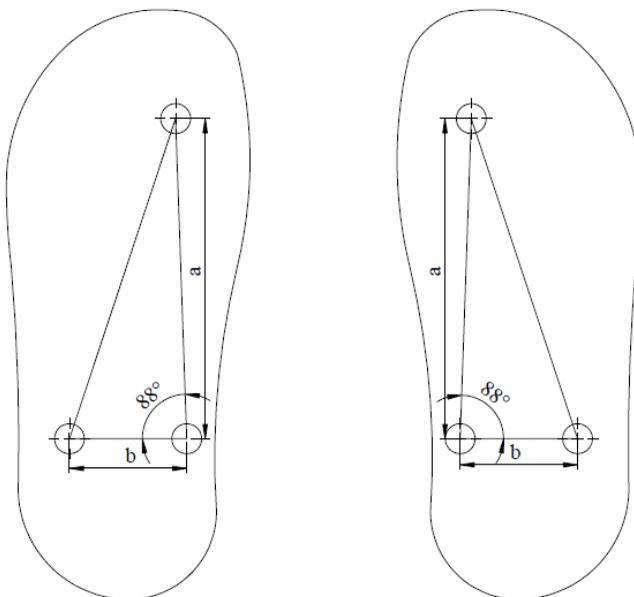
Untuk lebih jelas dapat dilihat pada diagram alir berikut :



Gambar 3.3 Diagram alir prosedur pengoperasian mesin



Gambar 3.4 Sket mesin



Gambar 3.5 Sket sandal

Tabel 3.1 Ukuran sandal berdasarkan survei

| No. | Ukuran Sandal | Jarak (a) | Jarak (b) |
|-----|---------------|-----------|-----------|
| 1. | 42 | 149mm | 55mm |
| 2. | 41 | 143mm | 52mm |
| 3. | 40 | 140mm | 50mm |
| 4. | 39 | 133mm | 49mm |
| 5. | 38 | 130mm | 48mm |
| 6. | 37 | 127mm | 47mm |
| 7. | 36 | 123mm | 47mm |
| 8. | 35 | 117mm | 46mm |
| 9. | 34 | 113mm | 45mm |

(Sumber : “UD. Barokah” Industri Rumahan Pengerajin Sandal Milik Bapak Maskur)

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

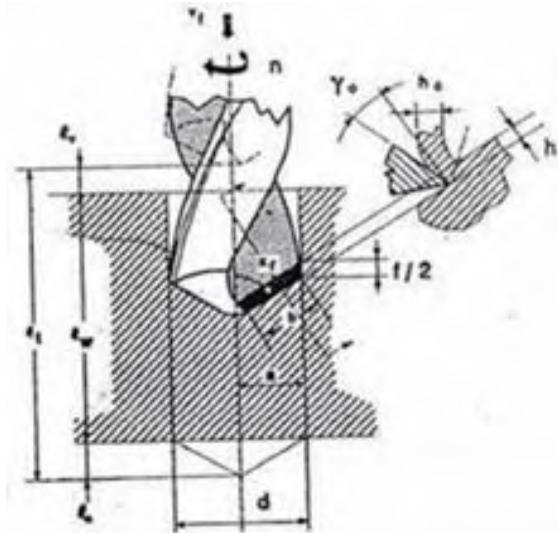
Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan perencanaan mesin bor sandal, yaitu analisa gaya dan daya yang nantinya dibutuhkan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi seperti yang diharapkan. Perhitungan yang akan dibahas pada bab 4 ini yaitu mengenai daya motor yang dibutuhkan untuk proses *drill* sandal dan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung dalam perencanaan mesin bor sandal, sehingga aman dalam pengoperasiannya serta perencanaan sistem pneumatik.

4.1 *Drilling*

Proses *drilling* adalah proses pembuatan lubang dengan diameter dan kedalaman tertentu pada benda kerja dengan mata bor sebagai pahat potongnya. Pada proses *drilling* yang akan dianalisa meliputi elemen proses *drilling*, gaya dan daya pemotongan pada proses *drilling*.

4.1.1 Elemen Proses *Drilling*

Pada proses pelubangan sandal menggunakan mesin bor sandal ini akan menghasilkan lubang pada spon sandal dengan diameter kecil 5 mm, panjang 11 mm dan diameter besar 14 mm dengan panjang 4 mm. Elemen proses *drilling* yang akan dianalisa meliputi kecepatan potong, kecepatan makan, kedalaman potong, waktu pemotongan dan kecepatan penghasilan geram yang dapat dihitung menggunakan persamaan 2.1-2.5. Berikut adalah elemen proses *drilling* pada mesin bor sandal :



Gambar 4.1 Proses Drilling (Rochim. T, 1993)

- **Proses Drilling pada Lubang Diameter 5 mm**

Untuk lubang dengan diameter 5 mm, data yang diketahui :

| | |
|------------------------------|------------------------------------|
| Diameter mata bor (d) | = 5 mm |
| Panjang pemotongan (l_w) | = 11 mm |
| Putaran spindel (n_2) | = 3600 rpm |
| Gerak makan (f) | = 0,05 mm/r |
| Sudut potong utama (k_p) | = $\frac{118^\circ}{2} = 59^\circ$ |
| Jumlah mata potong (z) | = 2 |

1. Kecepatan Potong (v); m/min

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{1000} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 5\text{mm} \cdot 3600\text{ rpm}}{1000} \\
 &= 56,52\text{ m/min}
 \end{aligned}$$

2. Kecepatan Makan (v_f); mm/min

$$\begin{aligned} v_f &= f \cdot n_2 \cdot z \\ &= 0,05 \text{ mm/r} \cdot 3600 \text{ rpm} \cdot 2 \\ &= 360 \text{ mm/min} \end{aligned}$$

3. Kedalaman Potong (a); mm

$$\begin{aligned} a &= \frac{d}{2} \\ &= \frac{5 \text{ mm}}{2} = 2,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Waktu Pemotongan (t_c); min

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$l_v = l_n$$

$$l_n \geq \frac{d/2}{\tan k_f}$$

$$l_n \geq \frac{5 \text{ mm}/2}{\tan 59^\circ}$$

$$l_n \geq 1,5 \text{ mm}$$

sehingga, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$= 1,5 \text{ mm} + 11 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 14 \text{ mm}$$

Sehingga waktu pemotongan yang dibutuhkan untuk mengedrill spon dengan diameter lubang 5 mm dan panjang pemotongan 11 mm adalah :

$$\begin{aligned} t_c &= \frac{l_{total}}{v_f} \\ &= \frac{14 \text{ mm}}{360 \text{ mm/min}} \end{aligned}$$

$$= 0,039 \text{ min} = 2,33 \text{ detik}$$

5. Kecepatan Penghasilan Geram (Z); cm^3/min

$$\begin{aligned} Z &= \frac{\pi \cdot d^2 \cdot v_f}{4 \cdot 1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 5^2 \text{ mm} \cdot 360 \text{ mm/min}}{4 \cdot 1000} \\ &= 7,056 \text{ cm}^3/\text{min} \end{aligned}$$

• **Proses Drilling pada Lubang Diameter 14 mm**

Untuk lubang dengan diameter 14mm, data yang diketahui :

| | |
|------------------------------|------------------------------------|
| Diameter mata bor (d) | = 14 mm |
| Panjang pemotongan (lw) | = 4 mm |
| Putaran spindel (n_2) | = 3600 rpm |
| Gerak makan (f) | = 0,05 mm/r |
| Sudut potong utama (k_f) | = $\frac{118^\circ}{2} = 59^\circ$ |
| Jumlah mata potong (z) | = 2 |

1. Kecepatan Potong (v); m/min

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 14 \text{ mm} \cdot 3600 \text{ rpm}}{1000} \\ &= 158,25 \text{ m/min} \end{aligned}$$

2. Kecepatan Makan (v_f); mm/min

$$\begin{aligned} v_f &= f \cdot n_2 \cdot z \\ &= 0,05 \text{ mm/r} \cdot 3600 \text{ rpm} \cdot 2 \\ &= 360 \text{ mm/min} \end{aligned}$$

3. Kedalaman Potong (a); mm

$$\begin{aligned} a &= \frac{d}{2} \\ &= \frac{14 \text{ mm}}{2} = 7 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Waktu Pemotongan (t_c); min

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$l_v = l_n$$

$$l_n \geq \frac{d/2}{\tan k_f}$$

$$l_n \geq \frac{14 \text{ mm}/2}{\tan 59^\circ}$$

$$l_n \geq 4,2 \text{ mm}$$

sehingga, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$= 4,2 \text{ mm} + 4 \text{ mm} + 4,2 \text{ mm} = 12,4 \text{ mm}$$

Sehingga waktu pemotongan yang dibutuhkan untuk mengedril spon dengan diameter lubang 14 mm dan panjang pemotongan 4 mm adalah :

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

$$= \frac{12,4 \text{ mm}}{360 \text{ mm/min}}$$

$$= 0,034 \text{ min} = 2,07 \text{ detik}$$

5. Kecepatan Penghasilan Geram (Z); cm^3/min

$$Z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{vf}{1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 14^2 \text{ mm}}{4} \frac{360 \text{ mm/min}}{1000}$$

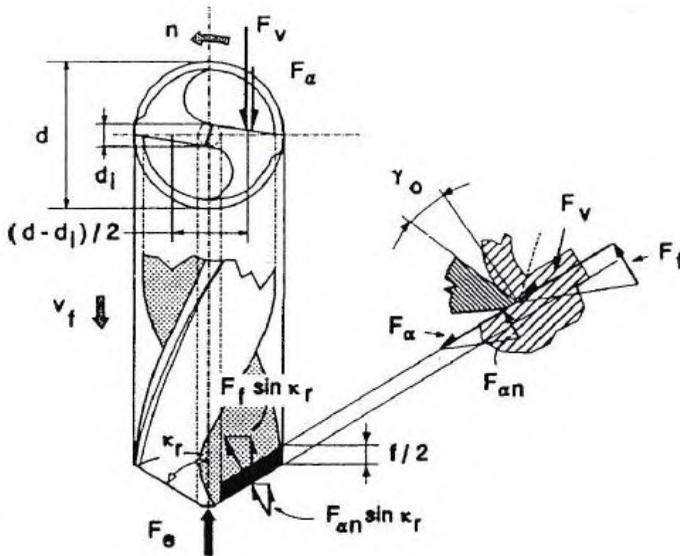
$$= 55,38 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Jadi waktu pemotongan pada proses *drill* menggunakan mesin bor sandal adalah :

$$2,33 \text{ detik} + 2,07 \text{ detik} = 4,37 \text{ detik}$$

4.1.2 Gaya pada Proses Drilling

Gaya pemotongan pada proses *drilling* dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_v (Gaya potong) dan F_f (Gaya makan). Gaya pemotongan pada proses *drilling* dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 4.2 Proses Drilling (Rochim. T, 1993)

- **Gaya Proses Drilling pada Lubang Diameter 5 mm**

Gaya potong (F_v), gaya makan (F_f) dan gaya tekan (F_z) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5 mm, data yang diketahui :

Sudut potong utama (K_f) = 59°

Sudut gesek (η) = 30°

Sudut geram (γ_o) = 20°

Sudut geser (ϕ) = $45^\circ + \frac{\gamma_o}{2} + \frac{\eta}{2} = 40^\circ$

Luas penampang geram sebelum terpotong (A)

$A = b \times h$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{a}{\sin k_r} \times \frac{f}{2} \cdot \sin K_f \\
 &= \frac{2,5 \text{ mm}}{\sin 59^\circ} \times \frac{0,05 \text{ mm}}{2} \cdot \sin 59^\circ \\
 &= 0,0625 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Tegangan tarik material (σ_{ts}) spon EVA = 20 N/mm² (*Lampiran 2*), tegangan geser dapat dicari melalui persamaan berikut ini :

$$2 \tau_{shi} = 1,155 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \times 20 \text{ N/mm}^2 = 11,55 \text{ N/mm}^2$$

Gaya geser (F_s)

$$F_s = \tau_{shi} \times A_{shi}$$

$$= \tau_{shi} \times \frac{A}{\sin \phi}$$

$$= 11,55 \text{ N/mm}^2 \times \frac{0,0625 \text{ mm}^2}{\sin 40^\circ}$$

$$= 1,0123 \text{ N}$$

Sehingga gaya potong (F_v) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.6:

$$\begin{aligned}
 F_v &= \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \\
 &= \frac{1,123 \text{ N} \cos (30^\circ - 20^\circ)}{\sin 40^\circ \cdot \cos (40^\circ + 30^\circ - 20^\circ)} \\
 &= 2,677 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena terdapat 2 mata potong pada mata bor, maka dikalikan 2:

$$F_{vn} = F_v \cdot 2$$

$$F_{vn} = 2,677 \times 2 = 5,354 \text{ N}$$

Gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.7:

$$\begin{aligned} F_f &= F_v \tan (\eta - \gamma_o) \\ &= 2,677 \text{ N} \tan (30^\circ - 20^\circ) \\ &= 0,47 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya gesek pada bidang utama (F_α) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.8 :

$$\begin{aligned} F_\alpha &= F_s \cos \phi \\ &= 1,123 \cos 40^\circ \\ &= 0,86 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena terdapat 2 mata potong pada mata bor maka gaya gesek dikalikan 2, menjadi :

$$\begin{aligned} F_{\alpha n} &= F_\alpha \cdot 2 \\ &= 0,86 \cdot 2 \\ &= 1,72 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya tekan pada bidang utama (F_z) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5 mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.9 :

$$\begin{aligned} F_z &= 2F_f \cdot \sin K_f + 2F_{\alpha n} \cdot \sin K_f + F_e ; F_e = 0,5F_z \\ F_z &= 2 \cdot 0,47 \cdot \sin 59^\circ + 2 \cdot 1,72 \cdot \sin 59^\circ + 0,5F_z \\ F_z - 0,5F_z &= 0,94 \cdot 0,857 + 3,44 \cdot 0,857 \end{aligned}$$

$$F_z = \frac{0,8 + 2,94}{0,5} = 7,49 \text{ N}$$

Jadi gaya tangensial pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5 mm adalah :

$$\begin{aligned} F_t &= F_{vm} + F_{an} \\ &= 5,354 \text{ N} + 1,72 \text{ N} \\ &= 7,074 \text{ N} \end{aligned}$$

- **Gaya Proses Drilling pada Lubang Diameter 14 mm**

Gaya potong (F_v), gaya makan (F_f) dan gaya tekan (F_z) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14 mm, data yang diketahui :

$$\text{Sudut potong utama } (K_f) = 59^\circ$$

$$\text{Sudut gesek } (\eta) = 30^\circ$$

$$\text{Sudut geram } (\gamma_o) = 20^\circ$$

$$\text{Sudut geser } (\phi) = 45^\circ + \frac{\gamma_o}{2} + \frac{\eta}{2} = 40^\circ$$

Luas penampang geram sebelum terpotong (A)

$$A = b \times h$$

$$= \frac{a}{\sin k_r} \times \frac{f}{2} \cdot \sin K_f$$

$$= \frac{7 \text{ mm}}{\sin 59^\circ} \times \frac{0,05 \text{ mm}}{2} \cdot \sin 59^\circ$$

$$= 0,175 \text{ mm}^2$$

Tegangan tarik material (σ_{ts}) spon EVA = 20 N/mm² (*Lampiran 2*), tegangan geser dapat dicari melalui persamaan berikut ini :

$$2 \tau_{shi} = 1,155 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \times 20 \text{ N/mm}^2 = 11,55 \text{ N/mm}^2$$

Gaya geser (F_s)

$$\begin{aligned}
 F_s &= \tau_{shi} \times A_{shi} \\
 &= \tau_{shi} \times \frac{A}{\sin \phi} \\
 &= 11,55 \text{ N/mm}^2 \times \frac{0,175 \text{ mm}^2}{\sin 40^\circ} \\
 &= 3,15 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sehingga gaya potong (F_v) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.6:

$$\begin{aligned}
 F_v &= \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \\
 &= \frac{3,15 \text{ N} \cos (30^\circ - 20^\circ)}{\sin 40^\circ \cdot \cos (40^\circ + 30^\circ - 20^\circ)} \\
 &= 7,5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena terdapat 2 mata potong pada mata bor, maka dikalikan 2:

$$\begin{aligned}
 F_{vm} &= F_v \cdot 2 \\
 F_{vm} &= 7,5 \times 2 = 15 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.7:

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_v \tan (\eta - \gamma_o) \\
 &= 7,5 \text{ N} \tan (30^\circ - 20^\circ) \\
 &= 1,32 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya gesek pada bidang utama (F_{α}) pada proses *drilling* untuk lubang 14mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.8:

$$\begin{aligned} F_{\alpha} &= F_s \cos \emptyset \\ &= 3,15 \cos 40^{\circ} \\ &= 2,41 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena terdapat 2 mata potong pada mata potong maka gaya gesek dikalikan 2, menjadi :

$$\begin{aligned} F_{\alpha n} &= F_{\alpha} \cdot 2 \\ &= 2,41 \cdot 2 \\ &= 4,82 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya tekan pada bidang utama (F_z) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14 mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.9 :

$$\begin{aligned} F_z &= 2F_f \cdot \sin K_r + 2F_{\alpha n} \cdot \sin K_r + F_e ; F_e = 0,5F_z \\ F_z &= 2 \cdot 1,32 \cdot \sin 59^{\circ} + 2 \cdot 4,82 \cdot \sin 59^{\circ} + 0,5F_z \\ F_z - 0,5F_z &= 2,64 \cdot 0,857 + 9,64 \cdot 0,857 \\ F_z &= \frac{2,26 + 8,26}{0,5} = 21,05 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi gaya tangensial pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14 mm adalah :

$$\begin{aligned} F_t &= F_{vn} + F_{\alpha n} \\ &= 15 \text{ N} + 4,82 \text{ N} \\ &= 19,82 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi besar gaya tangensial dari proses *drilling* adalah $7,074 + 19,82 = 26,894 \text{ N}$

4.1.4 Momen Torsi pada Proses *Drilling* (M_t)

Menghitung momen torsi (M_t) dapat diketahui menggunakan rumus berikut :

$$M_t = F_t \frac{d+d_1}{2}$$

Data yang diketahui : Gaya tangensial (F_{tn}) = 26,894 N
 Diameter mata bor (d) = 14 mm
 Diameter ujung mata bor (d_1) = 2 mm

Data yang diketahui menggunakan data yang didapatkan pada perhitungan gaya untuk diameter lubang paling besar yaitu diameter 14mm, karena semakin besar lubang yang dihasilkan maka gaya dan daya yang dibutuhkan juga akan semakin besar.

Sehingga, momen torsi pada proses *drilling* adalah :

$$\begin{aligned} M_t &= F_t \frac{d+d_1}{2} \\ &= 26,894 \text{ N} \frac{14\text{mm}+2\text{mm}}{2} \\ &= 215,152 \text{ N.mm} \\ &= 21,94 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.2 Perencanaan Poros

Poros yang digunakan pada mesin bor sandal berjumlah enam dan masing-masing poros merupakan gabungan antara dua jenis poros yaitu poros transmisi dan poros spindel. Poros transmisi mendapatkan beban puntir dan beban lentur sedangkan poros spindel hanya mendapatkan beban puntir saja.

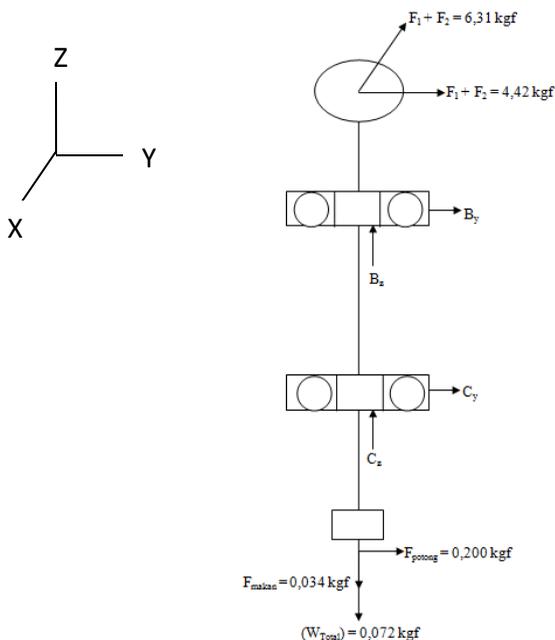
Dalam perhitungan diambil salah satu poros, pada poros yang dijadikan acuan dalam perhitungan terpasang pulley dan v-belt, dua buah bantalan serta *drill chuck*, sehingga nantinya akan mendapat gaya paling besar dibanding dengan poros yang lain.

4.2.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending

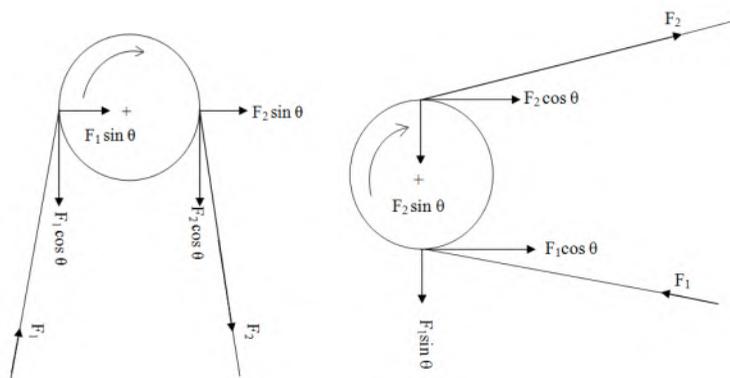
Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang sebenarnya, terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending. Besarnya momen torsi adalah:

$$T = 21,94 \text{ kgf.mm}$$

Gaya-gaya yang bekerja pada poros dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.2 Free Body Diagram



Gambar 4.3 Detail gaya yang terdapat pada pulley v-belt

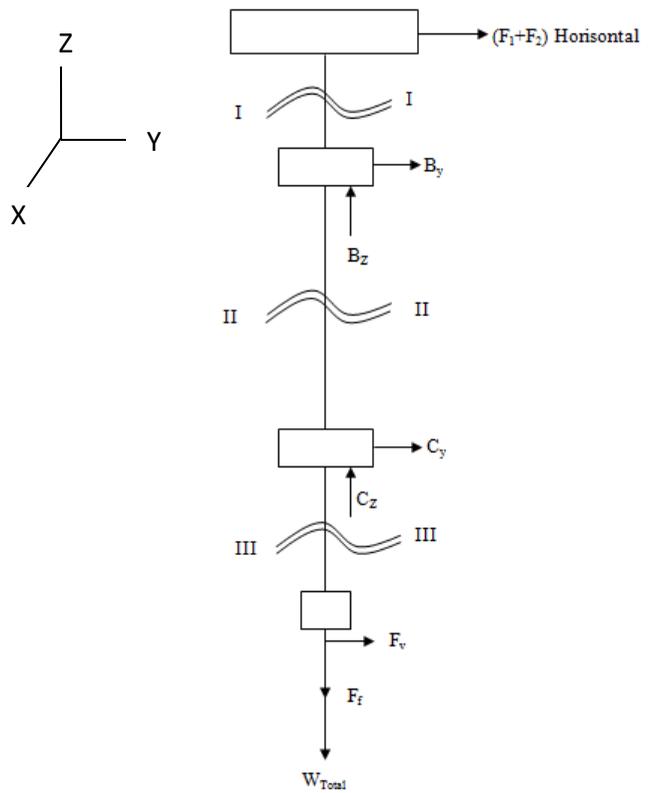
Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui.

Reaksi tumpuan bidang horisontal :

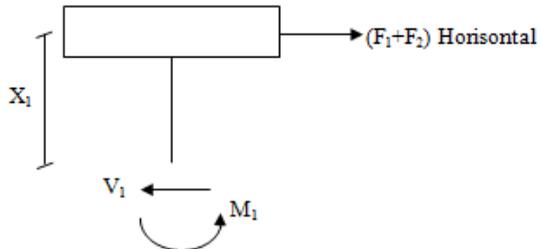
$$\begin{aligned}
 & \rightarrow \sum F_y = 0 \\
 & (F_1 + F_2) + B_y + C_y - F_v = 0 \\
 & B_y + C_y = - (F_1 + F_2) - F_v \\
 & \quad \quad \quad = - 4,42 \text{ kgf} - 0,200 \text{ kgf} \\
 & B_y + C_y = 4,62 \text{ kgf} \dots\dots\dots(\text{Persamaan I}) \\
 & \curvearrowright \sum M_{B_y} = 0 \\
 & (F_1 + F_2) - C_y (85) - F_v (140) = 0 \\
 & C_y (85) = (F_1 + F_2) (35) - F_v (140) \\
 & \quad \quad \quad = 4,42 \text{ kgf} (35) - 0,200 \text{ kgf} (140) \\
 & \quad \quad \quad = 126,7 \text{ kgf} \\
 & C_y = 1,49 \text{ kgf} \dots\dots\dots(\text{Persamaan II})
 \end{aligned}$$

Kemudian persamaan II disubstitusikan ke persamaan I :

$$\begin{aligned}
 B_y + C_y &= - 4,62 \text{ kgf} \\
 B_y &= - 4,62 \text{ kgf} - 1,49 \text{ kgf} = - 6,11 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Diagram bidang potong

Potongan I-I

Gambar 4.5 Gambar potongan I-I

$$\begin{aligned}
 \rightarrow + \quad \sum F_y &= 0 \\
 (F_1+F_2) - V_1 &= 0 \\
 V_1 &= (F_1+F_2) \\
 V_1 &= 4,42 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

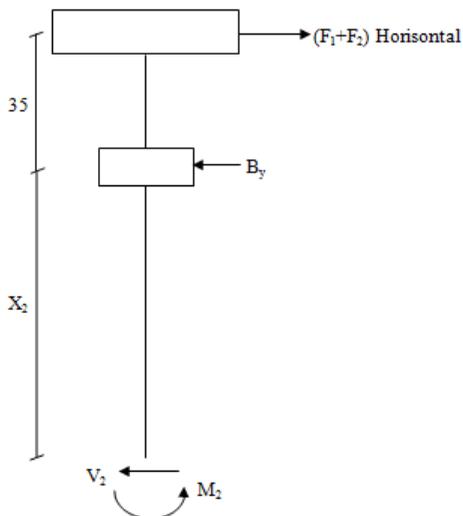
$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \quad \sum M_1 &= 0 \\
 -M_1 + (F_1+F_2) \cdot (X_1) &= 0 \\
 M_1 &= (F_1+F_2) \cdot (X_1) \\
 M_1 &= 4,42 \text{ kgf} (X_1)
 \end{aligned}$$

$$0 \leq X_1 \leq 35$$

$$X_1 = 0 ; M_1 = 0$$

$$X_1 = 18 \text{ mm} ; M_1 = 79,56 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 35 \text{ mm} ; M_1 = 154,7 \text{ kgf.mm}$$

Potongan II-II

Gambar 4.6 Gambar potongan II-II

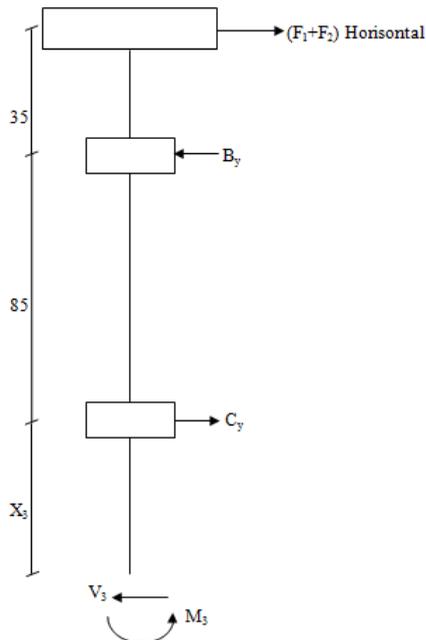
$$\begin{aligned}
 \rightarrow + \sum F_y &= 0 \\
 (F_1+F_2) - B_y - V_2 &= 0 \\
 V_2 &= (F_1+F_2) - B_y \\
 V_2 &= 4,42 \text{ kgf} - 6,11 \text{ kgf} \\
 V_2 &= -1,69 \text{ kgf} \\
 \curvearrowright + \sum M_2 &= 0 \\
 -M_2 - B_y (X_2) + (F_1+F_2) \cdot (X_2 + 35) &= 0 \\
 M_2 &= - B_y (X_2) + (F_1+F_2) \cdot (X_2 + 35) \\
 M_2 &= - 1,69 \text{ kgf} (X_2) + 154,7 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

$$0 \leq X_2 \leq 85$$

$$X_2 = 0 ; M_2 = 154,7 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 40 \text{ mm} ; M_2 = 87,1 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 85 \text{ mm} ; M_2 = 11,05 \text{ kgf.mm}$$

Potongan III-III

Gambar 4.7 Gambar potongan III-III

$$\begin{aligned} \rightarrow + \sum F_y &= 0 \\ (F_1+F_2) - B_y + C_y - V_3 &= 0 \\ V_3 &= (F_1+F_2) - B_y + C_y \\ V_3 &= 4,42 \text{ kgf} - 6,11 \text{ kgf} + 1,49 \text{ kgf} \\ V_3 &= -0,2 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_3 &= 0 \\ -M_3 + C_y (X_3) - B_y (X_3 + 85) + (F_1+F_2) \cdot (X_3 + 120) &= 0 \\ M_3 &= C_y (X_3) - B_y (X_3 + 85) + (F_1+F_2) \cdot (X_3 + 120) \\ M_3 &= 1,49 \text{ kgf} (X_3) - 6,11 \text{ kgf} (X_3) - 519,35 \text{ kgf} \cdot \text{mm} + \\ &\quad 4,42 \text{ kgf} (X_3) + 530,4 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \\ M_3 &= -0,2 \text{ kgf} (X_3) + 11,05 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$0 \leq X_2 \leq 55$$

$$X_3 = 0 ; M_3 = 11,05 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 28 \text{ mm} ; M_3 = 5,45 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 55 \text{ mm} ; M_3 = 0$$

Reaksi tumpuan bidang vertikal :

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$B_z + C_z - F_f - W_{\text{total}} = 0$$

$$B_z + C_z = F_f - W_{\text{total}}$$

Asumsi beban yang diteruskan oleh bantalan sama, sehingga :

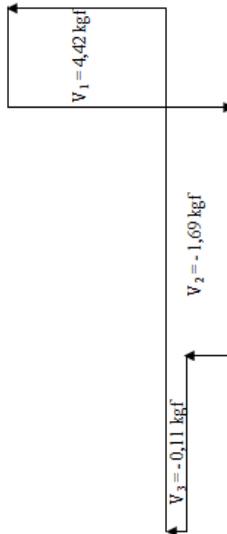
$$B_z = C_z$$

$$2 B_z = F_f + W_{\text{total}}$$

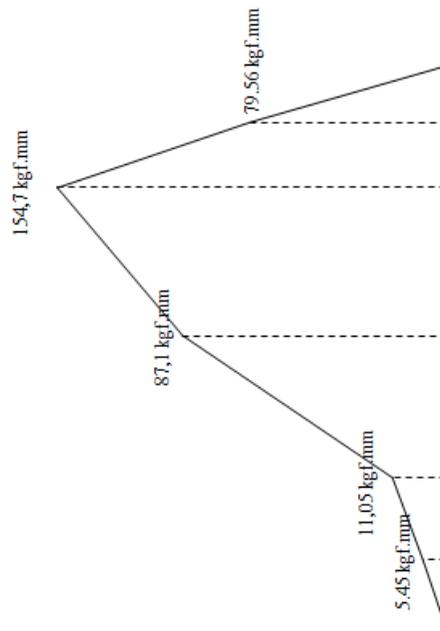
$$= 0,034 \text{ kgf} + 0,072 \text{ kgf}$$

$$B_z = 0,053 \text{ kgf}$$

4.2.2 Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen



Gambar 4.8 Diagram gaya geser bidang horisontal



Gambar 4.9 Diagram momen bidang horisontal

4.2.3 Momen Terbesar

Setelah didapat momen terbesar dimasing-masing bidang kita dapat menghitung besarnya momen bending menggunakan persamaan 2.23:

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

Karena harga $M_v = 0$, maka harga $M_r = \sqrt{(M_h)^2}$

Data yang diketahui : $M_h = 154,7 \text{ kgf.mm}$
 Sehingga, besarnya momen bending adalah :

$$\begin{aligned}
 M_r &= \sqrt{(Mh)^2} \\
 &= \sqrt{(154,7)^2 \text{ kgf.mm}} \\
 &= 154,7 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

4.2.4 Diameter Poros

Agar alat nantinya dapat bekerja dengan baik dengan besarnya gaya dan momen yang ada, oleh karena itu diameter poros harus sesuai, diameter poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan 2.24:

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_b^2 + T^2)}}$$

Data yang diketahui :

n = 2,5 (factor keamanan untuk beban kejut kecil)

M_b = 154,7 kgf.mm

T = 21,94 kgf.mm

Dimana, bahan poros yang nantinya akan digunakan adalah baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) S45C (*Lampiran 7*).

$$\begin{aligned}
 S_{yp} \text{ S45C} &= 0,7 \times \sigma_t \\
 &= 0,7 \times 58 \text{ kgf/mm}^2 \\
 &= 40,6 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga, diameter poros yang sesuai adalah :

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_b^2 + T^2)}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32.2,5}{3,14.40,6 \text{ kgf} / \text{ mm}^2}\right) \cdot \sqrt{(154,7^2 + 21,94^2)} \text{ kgf} \cdot \text{ mm}}$$

$$d \geq 4,61 \text{ mm}$$

Diameter poros yang digunakan pada mesin bor sandal adalah 17 mm. Karena menyesuaikan dengan ulir pada chuck dan diameter bearing.

4.3 Pasak

Bahan pasak yang digunakan harus lebih kecil kekuatannya dibandingkan dengan bahan poros karena poros harus lebih kuat dari pada pasak.

$$T = 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{ mm}$$

$$\text{Data yang diketahui : } T = 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{ mm}$$

$$D_{\text{poros}} = 17 \text{ mm} \left(\frac{5}{8} - \frac{7}{8}\right) \text{ in}$$

$$W = H = \frac{3}{16} \text{ in} = 4,76 \text{ mm}$$

1. Tinjauan terhadap tegangan geser

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

$$\text{dimana : } F = \frac{T}{D/2} / b$$

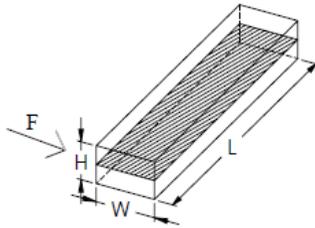
A = luas bidang geser pada pasak = W x

L = lebar pasak (W) x panjang pasak (L)

(Dapat dilihat pada gambar 4.10)

$$W = H = 4,76 \text{ mm}$$

Panjang pasak yang digunakan adalah L = 30 mm



Gambar 4.10 Luasan untuk tegangan geser

Bahan pasak dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.28:

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{S_f}$$

$$\sigma_t \geq \frac{2T \cdot sf}{W.D \cdot k_s \cdot 0,7 \cdot L}$$

$$\sigma_t \geq \frac{2 \cdot 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 3}{4,76 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm} \cdot 0,58 \cdot 0,7 \cdot 30 \text{ mm}}$$

$$\sigma_t \geq 0,134 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Bahan yang dipilih adalah S30C (JIS G 4501) (*Lampiran 7*) dengan kekuatan tarik $\sigma_t = 48 \text{ kg/mm}^2$, sehingga $\sigma_{yp} = 0,7 \times 48 = 33,6 \text{ kg/mm}^2$. Untuk mengetahui pasak yang digunakan aman atau tidak, dapat menggunakan persamaan 2.28:

$$\frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$

$$\frac{2 \cdot 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{4,76 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm}} \leq \frac{0,58 \cdot 33,6 \text{ kgf/mm}^2}{3}$$

$$0,018 \text{ kgf} / \text{mm}^2 \leq 6,5 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi

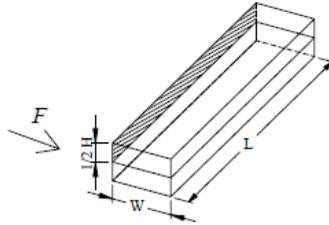
$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

dimana :

$$F = \frac{T}{0,5 D}$$

A = luas bidang geser pada pasak

= 0,5 H x L
(Dapat dilihat pada gambar 4.11)



Gambar 4.11 Luasan untuk tegangan kompresi

Panjang pasak dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.29:

$$\sigma_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf}$$

$$\sigma_t \geq \frac{4T \cdot sf}{W.D \cdot k_c \cdot 0,7 \cdot L}$$

$$\sigma_t \geq \frac{4 \cdot 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 3}{4,76 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm} \cdot 1,1 \cdot 0,7 \cdot 30 \text{ mm}}$$

$$\sigma_t \geq 0,14 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Untuk mengetahui pasak yang digunakan aman atau tidak, dapat menggunakan persamaan 2.29:

$$\frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{syp}}{sf}$$

$$\frac{4 \cdot 21,94 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{4,76 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm}} \leq \frac{1,1 \cdot 33,6 \text{ kgf} / \text{mm}^2}{3}$$

$$0,036 \text{ kgf} / \text{mm}^2 \leq 12,32 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Sehingga pasak yang digunakan dengan bahan S30C dan panjang 30 mm aman digunakan.

4.4 Bearing

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (D_p) : 17 mm
2. Gaya bearing dititik B : $F_{BH} = 6,11$ kgf
 $F_{BV} = 1,49$ kgf
3. Gaya bearing dititik C : $F_{CH} = 0,053$ kgf
 $F_{CV} = 0,053$ kgf

4.4.1 Gaya Radial pada Bearing

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

- Pada Bearing B

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Bh})^2 + (F_{Bv})^2} \\ &= \sqrt{(6,11)^2 + (0,053)^2} \\ &= 6,11 \text{ kgf} = 13,47 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Pada Bearing C

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Ch})^2 + (F_{Cv})^2} \\ &= \sqrt{(1,49)^2 + (0,053)^2} \\ &= 1,4 \text{ kgf} = 3,09 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.4.2 Beban Equivalen pada Bearing B

Bearing menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (Fr) dan beban aksial (Fa) karena jenis bearing yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

$$P = V \cdot X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

Diketahui :

$$C_o = 1470 \text{ (lampiran 8 dengan diameter 17 mm)}$$

$$F_a B = 0 \text{ lbf (beban aksial)}$$

$$F_r B = 13,47 \text{ lbf (beban radial)}$$

$$V = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$1. \frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1.0}{1470} = 0$$

Maka nilai $e = 0$ (lampiran 9)

$$2. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 13,47} = 0$$

$$3. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 13,47 \text{ lbf} + 0 \cdot 0 \text{ lbf}$$

$$P = 13,47 \text{ lbf}$$

4.4.3 Beban Equivalen pada Bearing C

Bearing menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bearing yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Diketahui :

$$C_o = 1470 \text{ (lampiran 8)}$$

$$F_a C = 0 \text{ (beban aksial)}$$

$$F_r C = 3,09 \text{ lbf (beban radial)}$$

$$V = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$4. \frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1.0}{1470} = 0$$

Maka nilai $e = 0$ (lampiran 9)

$$5. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 3,09} = 0$$

$$6. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 P &= V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \\
 P &= 1 \cdot 1 \cdot 3,09 \text{ lbf} + 0 \cdot 0 \text{ lbf} \\
 P &= 3,09 \text{ lbf} + 0 \text{ N} \\
 P &= 3,09 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

4.4.4 Umur Bearing B

Jadi umur bearing B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

Dimana :

$C = 2340$ (Lampiran 8, dengan diameter bore 17 mm)

$b = 3$ (untuk ball bearing)

$n_p = 3600 \text{ rpm}$ (putaran poros)

$P = 13,47 \text{ lbf}$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \left(\frac{2340}{13,47} \right)^3$$

$L_{10} = 24.220.703,91 \text{ jam}$ kerja

4.4.5 Umur Bearing C

Jadi umur bearing C dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

Dimana :

$C = 2340$ (Lampiran 8, dengan diameter bore 17 mm)

$b = 3$ (untuk ball bearing)

$n_p = 3600 \text{ rpm}$ (putaran poros)

$P = 3,09 \text{ lbf}$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \left(\frac{2340}{3,09 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 2.006.384.248 \text{ jam kerja}$$

4.5 Perencanaan Belt dan Pulley

Pada mesin bor sandal menggunakan transmisi belt dan pulley yang bertujuan untuk mentransmisikan daya. Belt dan pulley akan mengubah putaran 2880rpm menjadi 3600rpm.

4.5.1 Torsi dan Daya Perencanaan pada Pulley

$$\text{Putaran motor } n_1 = 2880 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran poros spindel } n_2 = 3600 \text{ rpm}$$

Besarnya momen torsi belt (T_0) dan daya pada pulley (P_1) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.13:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{9,74 \times 10^5}{9,74 \times 10^5} \cdot \frac{P_1/n_1}{P_2/n_2}$$

$$\frac{T}{T_0} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$T_0 = \frac{n_1}{n_2} \cdot T$$

$$T_0 = \frac{2880}{3600} \cdot 21,94 = 17,552 \text{ kgf.mm}$$

$$P_1 = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{T_0}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{17,552 \text{ kgf}}{2880 \text{ rpm}} = 0,052 \text{ kW}$$

4.5.2 Tipe Belt

Tipe belt ditentukan oleh daya perencanaan (P_1) dan putaran pulley pada motor (n_1) agar belt aman saat digunakan.

Data yang diketahui :

$P_1 =$ Daya perencanaan = 0,052 kW

$n_1 =$ Putaran motor = 2880 rpm

Jadi, sesuai dengan *lampiran 4*, tipe belt yang digunakan adalah V Belt tipe A yang dimensinya $b = 13$ mm, $h = 8$ mm, $A = 0,81$ mm².

4.5.3 Diameter Pulley

Diameter pulley kecil (D_2) dipilih 2 inc karena menyesuaikan desain mesin yang tidak terlalu besar dan menyesuaikan dengan pulley yang terdapat di pasaran.

Untuk menentukan diameter pulley besar (D_1) yang mampu merubah putaran motor (n_1) 2880rpm menjadi putaran (n_2) 3600rpm dapat diketahui dengan perbandingan berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{2880 \text{ rpm}}{3600 \text{ rpm}} = \frac{2 \text{ inc}}{D_1}$$

$$D_1 = 2,5 \text{ inc} = 63,5 \text{ mm}$$

4.5.4 Kecepatan V-Belt

Besarnya kecepatan V-Belt dapat dihitung menggunakan persamaan 2.15:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 63,5 \text{ mm} \cdot 2880 \text{ rpm}}{60.000} = 9,5 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.5.5 Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak belt dengan pulley bisa dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ$$

Direncanakan : $C = 193 \text{ mm}$

Sehingga, besarnya sudut kontak belt dengan pulley adalah :

$$\begin{aligned}\alpha &= 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{50,8\text{mm} - 63,5\text{mm}}{152,4\text{mm}} \times 60^\circ \\ &= 185^\circ = 3,2 \text{ rad}\end{aligned}$$

4.5.6 Gaya pada Belt

Data yang diketahui :

$$T_0 = 17,552 \text{ kgf.mm}$$

$$r_1 = 31,75 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{sudut kontak} = 3,2 \text{ rad}$$

$$\mu = \text{koefisien gesek antara belt dan pulley} = 0,3$$

$$e = 2,72$$

Sebelum menghitung gaya tarik belt pada bagian yang kencang dan gaya tarik belt pada bagian yang kendur, maka gaya tarik efektif harus diketahui. Gaya tarik efektif dapat diketahui menggunakan rumus :

$$T = F_e \cdot r$$

$$\text{Gaya tarik efektif } (F_e) = \frac{T_0}{r_1} = \frac{17,552 \text{ kgf.mm}}{31,75 \text{ mm}} = 0,553 \text{ kgf}$$

Besarnya gaya tarik belt pada bagian yang kendur dan gaya tarik belt pada bagian yang kencang bisa dihitung menggunakan persamaan 2.18 dan 2.19:

$$1. \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha}$$

$$2. F_e = F_1 - F_2$$

Sehingga, F_1 dan F_2 adalah :

$$1. \frac{F_1}{F_2} = 2,72^{0,3 \cdot 3,2}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,6$$

$$2. F_1 = 2,6 F_2 \dots\dots\dots(\text{Persamaan I})$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$2,6 F_2 - F_2 = 2 \times 0,553 \text{ kgf}$$

$$F_2 = 0,85 \text{ kgf} \dots\dots\dots(\text{Persamaan II})$$

Untuk mencari F_1 , maka persamaan II disubstitusikan ke persamaan I:

$$F_1 = 2,6 F_2$$

$$= 2,6 \cdot 0,85 \text{ kgf}$$

$$= 0,21 \text{ kgf}$$

Jadi, $F_1 = 2,21 \text{ kgf}$ dan $F_2 = 0,85 \text{ kgf}$

4.5.7 Panjang Belt

Panjang belt yang digunakan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16:

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

Direncanakan, $C = 193 \text{ mm}$

Sehingga, panjang belt yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2 \\ &= 2 \cdot 193\text{mm} + \frac{3,14}{2} (63,5\text{mm} + 50,8\text{mm}) + \frac{1}{4 \cdot 193\text{mm}} \\ &\quad (50,8\text{mm} - 63,5\text{mm})^2 \\ &= 566 \text{ mm} \end{aligned}$$

Setelah dicocokkan dengan tabel *lampiran 5*, maka panjang belt yang dipilih adalah 560 mm untuk menyesuaikan panjang belt yang ada di pasaran. Bila panjang belt telah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros yang sebenarnya dapat diketahui dengan persamaan 2.17:

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

$$\begin{aligned} \text{Dimana, } b &= 2L - \pi(D_1 + D_2) \\ &= 2 \cdot 560\text{mm} - 3,14 (63,5\text{mm} + 50,8\text{mm}) \\ &= 761 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga, jarak kedua sumbu poros adalah :

$$\begin{aligned} C &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \\ &= \frac{761\text{mm} + \sqrt{761\text{mm}^2 - 8(50,8\text{mm} - 63,5\text{mm})^2}}{8} = 190 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.5.8 Tegangan Maksimum

Besarnya tegangan maksimum pada belt dapat diketahui menggunakan persamaan 2.20:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Data yang diketahui :

σ_0 = Tegangan awal = 12 kgf/cm² untuk V belt

F_e = 0,553 kgf

v = kecepatan V belt = 9,5 m/s = 950 cm/s

h = ketebalan V belt tipe A = 8 mm = 0,8 cm

A = luas penampang V belt tipe A = 0,8 cm²

g = percepatan gravitasi = 9,81 m/s² = 981 cm/s²

γ = berat jenis v belt = 1,3 kg/dm³ = 0.0013 kgf/cm²
(lampiran 6)

E_b = modulus elastisitas bahan v belt = 300 kgf/cm²
(lampiran 6)

D_{\min} = diameter pulley kecil = 50,8 mm = 5,08 cm

Sehingga, besarnya tegangan maksimum pada belt adalah :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 \text{kgf} / \text{cm}^2 + \frac{0,553 \text{kgf}}{2 \cdot 0,8 \text{cm}^2} + \frac{0,0013 \text{Kgf} / \text{cm}^3 \cdot (950 \text{cm} / \text{s})^2}{981 \text{cm} / \text{s}^2} \\ &\quad + 300 \text{kgf} / \text{cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{cm}}{5,08 \text{cm}} \\ &= 59,59 \text{kgf} / \text{cm}^2\end{aligned}$$

4.5.9 Prediksi Umur Belt

Umur belt dapat diprediksi menggunakan persamaan 2.21:

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right)^m$$

Data yang diketahui :

N_{base} = Basis dari fatigue test yaitu 10^7 cycle

σ_{\max} = Tegangan maksimum yang timbul = $59,59 \text{kgf/cm}^2$

σ_{fat} = 90kgf/cm^2

u = Jumlah putaran per detik v = kecepatan = $9,5 \text{m/s}$

= 9500mm/s

L = panjang belt = 560mm

$u = \frac{v}{L}$

$$= \frac{9500 \text{mm/s}}{560 \text{mm}} = 16,96 \text{s}^{-1}$$

X = Jumlah pulley yang berputar = 2

Sehingga, prediksi umur belt adalah :

$$\begin{aligned}H &= \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 16,96 \cdot 2} \left[\frac{90 \text{kgf} / \text{cm}^2}{59,59 \text{kgf} / \text{cm}^2} \right]^8 = 2320,816 \text{ jam kerja}\end{aligned}$$

4.6 Daya Perencanaan Motor

Besarnya daya perencanaan motor (P_d) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.12:

Karena terdapat 6 pulley yang terhubung pada setiap poros, maka daya pada pulley dikalikan 6:

$$\begin{aligned} P_{total} &= 6 \cdot P_1 \\ &= 6 \cdot 0,52 = 0,312 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka daya motor (P_d) adalah:

$$\begin{aligned} P_d &= 0,312 \text{ kW} \\ &= 0,413 \text{ HP} \end{aligned}$$

Dengan mempertimbangkan rugi rugi pada transmisi, sehingga motor yang digunakan pada Mesin Bor Sandal ini mempunyai daya 0,5 HP = 0,373 kW .

4.7 Perhitungan dan Pemilihan Komponen Pneumatik

Pada sub bab ini dilakukan perhitungan dan perencanaan memilih komponen pneumatik sesuai yang telah direncanakan.

4.7.1 Perencanaan Diameter Silinder Pneumatik

Untuk mencari diameter silinder pneumatik minimal yang akan dibutuhkan, maka pada perencanaan awal diambil tekanan kerja dari sistem sebesar 7 bar, gaya tekan pada diameter lubang 5mm sebesar 7,49 N dan gaya tekan pada diameter lubang 14mm sebesar 21,05 N serta berat dari matras sebesar 5,4 kgf sedangkan untuk nilai μ diambil 0,7 (*The hydro-pneumatic technical centre: 77*). Data ini kemudian dipakai dalam perencanaan silinder pneumatik untuk pengembossan.

Diameter minimal dapat dicari dengan persamaan 2.7 :

$$F = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} P \cdot \mu$$

Maka dari persamaan di atas dapat direncanakan diameter piston sebagai berikut :

$$F = W + F_z$$

$$W = 5,4 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned} F_z &= 7,49 + 21,05 \\ &= 28,54 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena terdapat 6 spindel mata bor, maka dikalikan 6:

$$\begin{aligned} F_{z \text{ total}} &= 28,54 \times 6 \\ &= 171,24 \text{ N} = 17,46 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$F = 5,4 + 17,46 = 22,524 \text{ kgf}$$

$$P = 7 \text{ bar} = 7,138 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\mu = 0,85$$

$$F = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot P \cdot \mu$$

$$D^2 = F \frac{F}{\pi / 4 \cdot P \cdot \mu}$$

$$D^2 = \frac{22,524 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} \cdot 7,138 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 0,7}$$

$$D^2 = \frac{22,524}{3,924} \text{ cm}^2$$

$$D^2 = 5,74 \text{ cm}^2$$

$$D = 2,4 \text{ cm} = 24 \text{ mm}$$

Dari perencanaan diatas didapat diameter minimal silinder pneumatik sebesar 24 mm. Maka untuk perencanaan ini dipilih silinder dengan diameter 50 mm dengan tipe double acting cylinder, karena diperlukan gerakan maju mundur. Panjang stroke yang dipilih untuk silinder adalah 150 mm, menyesuaikan jarak antara matras dengan ujung mata bor.

4.7.1 Perencanaan Katup, Selang dan Kompresor

Dalam perencanaan ini diasumsikan tidak terjadi kehilangan tekanan pada elemen pneumatik. Jenis kompresor yang dipilih adalah jenis reciprocating.

Katup yang digunakan adalah 5/2 untuk menggerakkan silinder maju dan mundur. Menggunakan mekanisme manual dengan pijakan kaki.

Media aliran yang digunakan adalah selang plastik dengan diameter 8 mm sesuai dengan diameter lubang pada katup yang mampu menerima tekanan sampai 8 bar.

4.8 Modifikasi yang Dilakukan

Secara garis besar, modifikasi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Mengganti tuas mekanis dengan sistem pneumatik.
2. Menaikkan putaran dari spindel bor dengan mengganti pulley motor.
3. Menambah *limit switch* pada bagian atas matras untuk faktor keamanan

Berikut adalah foto Mesin Bor Sandal sebelum dan setelah dengan Sistem Pneumatik:



Gambar 4.12 Mesin Bor Sandal sebelum dimodifikasi





Gambar 4.13 Foto Mesin Bor Sandal Sistem Pneumatik

4.9 Pengukuran Kapasitas Mesin

Dari pengujian Mesin Bor Sandal dengan Sistem Pneumatik yang menghasilkan lubang pada spon sandal dengan diameter kecil 5 mm dan diameter besar 14 mm didapatkan data yang nantinya akan menjadi kapasitas dari mesin. Dalam pengujian yang telah dilakukan, yang menjadi parameter tetap adalah waktu tiap pengujian yaitu selama 5 menit. Berikut adalah hasil dari pengujian alat:

Tabel 4.1 Hasil pengujian alat

| No. | Pengukuran | Hasil (lubang) |
|------------------|--------------|-----------------|
| 1 | Pengukuran 1 | 90 (15 pasang) |
| 2 | Pengukuran 2 | 90 (15 pasang) |
| 3 | Pengukuran 3 | 102 (17 pasang) |
| 4 | Pengukuran 4 | 96 (16 pasang) |
| 5 | Pengukuran 5 | 108 (18 pasang) |
| Rata-rata | | 97,2 |

Dalam pengujian yang dilakukan selama 5 menit sudah termasuk proses loading dan unloading dengan rincian sebagai berikut :

Rata-rata proses loading = 79,5 detik

Rata-rata proses *drilling* = 114,25 detik

Rata-rata proses unloading = 50,25 detik

Dari pengujian yang dilakukan selama 5 menit, didapatkan rata-rata kapasitas mesin bor sandal yaitu :

97 lubang = \pm 16 pasang sandal.

Karena setiap pasang sandal terdapat 6 lubang sebagai tempat tali sandal (sandat). Kapasitas ini meningkat jika dibandingkan dengan kapasitas mesin denga tuas mekanis yaitu 15 pasang sandal.

4.10 Hasil Pengeboran

Berikut merupakan hasil pengeboran pada mesin bor sandal dengan tuas mekanis dibandingkan dengan modifikasi pneumatik. Pada mesin bor tuas mekanis, karena beban kerja yang dihasilkan relatif besar maka faktor tenaga yang dikeluarkan oleh operator semakin lama semakin besar dapat menimbulkan ketidak seragaman hasil kedalaman lubang.

Pada mesin bor dengan sistem pneumatik, beban kerja untuk menaikan matras relatif rendah dan menggunakan sistem pneumatik. Maka, kecepatan makan dan panjang pemotongan dari

mesin hasil modifikasi lebih seragam, sehingga menghasilkan lubang yang lebih seragam daripada menggunakan tuas mekanis dengan tenaga manusia.



Gambar 4.14 Foto sandal yang telah melalui proses *drilling*

Lampiran 1

Tabel Konversi

| TABLE. 1 Conversion Factors | |
|---|--|
| Area | |
| 1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ² | 1 ft ² = 144 in. ² |
| 1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ² | 1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ² |
| 1 m ² = 10.7639 ft ² | 1 ft ² = 0.092 903 m ² |
| Conductivity | |
| 1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R | 1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K |
| Density | |
| 1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³ | 1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³ |
| 1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³ | |
| 1 g/cm ³ = 1 kg/L | |
| Energy | |
| 1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ² | |
| 1 J = 0.737 562 lbf-ft | 1 lbf-ft = 1.355 818 J |
| 1 cal (Int.) = 4.1868 J | = 1.28507 × 10 ⁻³ Btu |
| | 1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ |
| 1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J | = 778.1693 lbf-ft |
| 1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J | |
| Force | |
| 1 N = 0.224809 lbf | 1 lbf = 4.448 222 N |
| 1 kp = 9.80665 N (1 kgf) | |
| Gravitation | |
| g = 9.80665 m/s ² | g = 32.17405 ft/s ² |
| Heat capacity, specific entropy | |
| 1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R | 1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K |
| Heat flux (per unit area) | |
| 1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ² | 1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ² |
| Heat transfer coefficient | |
| 1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R | 1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K |
| Length | |
| 1 mm = 0.001 m = 0.1 cm | 1 ft = 12 in. |
| 1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in. | 1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m |
| 1 m = 3.28084 ft = 39.370 in. | 1 ft = 0.3048 m |
| 1 km = 0.621 371 mi | 1 mi = 1.609344 km |
| 1 mi = 1609.3 m (US statute) | 1 yd = 0.9144 m |

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Mass

| | | | |
|---------|-------------------------------|--------|----------------|
| 1 kg | = 2.204 623 lbm | 1 lbm | = 0.453 592 kg |
| 1 tonne | = 1000 kg | 1 slug | = 14.5939 kg |
| 1 grain | = 6.47989×10^{-5} kg | 1 ton | = 2000 lbm |

Moment (torque)

| | | | |
|-------|--------------------|----------|-----------------|
| 1 N-m | = 0.737 562 lbf-ft | 1 lbf-ft | = 1.355 818 N-m |
|-------|--------------------|----------|-----------------|

Momentum (mV)

| | | | |
|----------|---------------------|------------|--------------------|
| 1 kg-m/s | = 7.232 94 lbm-ft/s | 1 lbm-ft/s | = 0.138 256 kg-m/s |
| | = 0.224809 lbf-s | | |

Power

| | | | |
|------------------------|----------------------|------------------------|------------------|
| 1 W | = 1 J/s = 1 N-m/s | 1 lbf-ft/s | = 1.355 818 W |
| | = 0.737 562 lbf-ft/s | | = 4.626 24 Btu/h |
| 1 kW | = 3412.14 Btu/h | 1 Btu/s | = 1.055 056 kW |
| 1 hp (metric) | = 0.735 499 kW | 1 hp (UK) | = 0.7457 kW |
| | | | = 550 lbf-ft/s |
| | | | = 2544.43 Btu/h |
| 1 ton of refrigeration | = 3.516 85 kW | 1 ton of refrigeration | = 12 000 Btu/h |

Pressure

| | | | |
|----------------------------|--|------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Pa | = 1 N/m ² = 1 kg/m-s ² | 1 lbf/in. ² | = 6.894 757 kPa |
| 1 bar | = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa | 1 atm | = 14.695 94 lbf/in. ² |
| 1 atm | = 101.325 kPa | | = 29.921 in. Hg [32 F] |
| | = 1.01325 bar | | = 33.899 5 ft H ₂ O [4°C] |
| | = 760 mm Hg [0°C] | 1 psi | = 0.068 95 bar |
| | = 10.332 56 m H ₂ O [4°C] | 1 in. Hg [0°C] | = 0.49115 lbf/in. ² |
| 1 torr | = 1 mm Hg [0°C] | 1 in. H ₂ O [4°C] | = 0.036126 lbf/in. ² |
| 1 m m Hg [0°C] | = 0.133 322 kPa | | |
| 1 m H ₂ O [4°C] | = 9.806 38 kPa | | |

Specific energy

| | | | |
|---------|---------------------|--------------|------------------------------------|
| 1 kJ/kg | = 0.42992 Btu/lbm | 1 Btu/lbm | = 2.326 kJ/kg |
| | = 334.55 lbf-ft/lbm | 1 lbf-ft/lbm | = 2.98907×10^{-3} kJ/kg |
| | | | = 1.28507×10^{-3} Btu/lbm |

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Specific kinetic energy (V^2)

1 m^2/s^2 = 0.001 kJ/kg

1 kJ/kg = 1000 m^2/s^2

1 ft^2/s^2 = 3.9941×10^{-5} Btu/lbm

1 Btu/lbm = 25037 ft^2/s^2

Specific potential energy (Zg)

1 $m \cdot g_{std}$ = 9.80665×10^{-3} kJ/kg

= 4.21607×10^{-3} Btu/lbm

1 $ft \cdot g_{std}$ = 1.0 lbf-ft/lbm

= 0.001285 Btu/lbm

= 0.002989 kJ/kg

Specific volume

1 cm^3/g = 0.001 m^3/kg

1 cm^3/g = 1 L/kg

1 m^3/kg = 16.018 46 ft^3/lbm

1 ft^3/lbm = 0.062 428 m^3/kg

Temperature

1 K = 1 °C = 1.8 R = 1.8 F

TC = TK - 273.15

= (TF - 32)/1.8

TK = TR/1.8

1 R = (5/9) K

TF = TR - 459.67

= 1.8 TC + 32

TR = 1.8 TK

Universal Gas Constant

R = $N_0 k$ = 8.31451 kJ/kmol-K

= 1.98589 kcal/kmol-K

= 82.0578 atm-L/kmol-K

R = 1.98589 Btu/lbmol-R

= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R

= 0.73024 atm-ft³/lbmol-R

= 10.7317 (lbf/in.²)-ft³/lbmol-R

Velocity

1 m/s = 3.6 km/h

= 3.28084 ft/s

= 2.23694 mi/h

1 km/h = 0.27778 m/s

= 0.91134 ft/s

= 0.62137 mi/h

1 ft/s = 0.681818 mi/h

= 0.3048 m/s

= 1.09728 km/h

1 mi/h = 1.46667 ft/s

= 0.44704 m/s

= 1.609344 km/h

Volume

1 m^3 = 35.3147 ft^3

1 L = 1 dm^3 = 0.001 m^3

1 Gal (US) = 3.785 412 L

= $3.785 412 \times 10^{-3}$ m^3

1 ft^3 = $2.831 685 \times 10^{-2}$ m^3

1 in.³ = 1.6387×10^{-5} m^3

1 Gal (UK) = 4.546 090 L

1 Gal (US) = 231.00 in.³

TABLE A-1
Customary units and their SI equivalents

| Quantity | Customary units | | | | | |
|------------------------------|----------------------|--------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------------------|--------------------------|
| | Metric | | British | | SI units | |
| | Unit symbol | Conversion factor | Unit symbol | Conversion factor | Unit name | Unit symbol |
| Acceleration | gal | 0.01 | ft/s ² | 0.3048 | meter per square second | m/s ² |
| | | | in/s ² | 0.0254 | second | m/s ² |
| Angle | | | | | radian | rad |
| Area | a | 100 | in ² | 0.0645 × 10 ⁻² | square meter | m ² |
| | | | ft ² | 0.0929 | | |
| Density (mass) | kg/dm ³ | 10 ³ | lb/in ³ | 2.768 × 10 ⁴ | kilogram per cubic meter | kg/m ³ |
| | | | lb/ft ³ | 16.019 | | |
| Density (weight) | kgf/m ³ | 9.80665 | lb/ft ³ | 157.08 | newton per cubic meter | N/m ³ |
| | | | | | | |
| Dynamic viscosity | cP | 10 ⁻³ | lbf s/ft ² | 47.8803 | pascal second | Pa s |
| Energy | kgf m | 9.80665 | ft lbf | 1.356 | joule | J (= N m) |
| Force | kgf | 9.80665 | lbf | 4.448 | newton | N = kg m/s ² |
| | | | kip | 4.448 | | |
| Frequency | c/s | 1 | | | hertz | Hz (= s ⁻¹) |
| Impulse | kgf s | 9.80665 | lbf s | 4.448 | newton second | N s |
| Kinematic viscosity | cSt | 10 ⁻⁶ | in ² /s | 6.4516 × 10 ⁻⁴ | square meter per second | m ² /s |
| | | | ft ² /s | 9.2903 × 10 ⁻² | | |
| Length | mm | 10 ⁻³ | ft | 0.3048 | meter | m |
| | | | in | 0.0254 | | |
| Mass | kg | 1 | lb | 0.4536 | kilogram | kg |
| | | | slug | 14.59 | | |
| | | | ton | 907.2 | | |
| | | | | 1.3558 | | |
| Moment of a force or torque | kgf m | 9.80665 | lbf ft | 1.3558 | newton meter | N m |
| Moment of inertia of a mass | kgf m s ² | 9.80665 | lbf ft s ² | 1.356 | | N m s ² |
| | | | | | | |
| Moment of inertia of an area | cm ⁴ | 10 ⁻⁸ | in ⁴ | 0.4162 × 10 ⁻⁶ | | m ⁴ |
| Power | kgf m/s | 9.80665 | ft lbf/s | 1.356 | watt | W = J/s |
| | | | | | | |
| Pressure or stress | kgf/mm ² | 9.8066 × 10 ⁶ | lbf/ft ² | 47.88 | pascal or newton per square meter | Pa (= N/m ²) |
| | bar | 10 ⁵ | lb/in ² | 6.895 × 10 ³ | | |
| | mm Hg | 1.332 × 10 ² | in Hg | 3386 | | Pa |
| Quantity of heat | cal | 4.1868 | Btu | 1.055 × 10 ³ | joule | J |
| Thermal conductivity | cal/cm s °C | 4.1868 × 10 ² | Btu/ft h °F | 1.7307 | watt per meter | W/m K |
| | kcal/m h °C | 1.1630 | | | kelvin | |
| Time | s | 1 | s | 1 | second | s |
| Velocity | km/h | 0.2778 | ft/s | 0.3048 | meter per second | m/s |
| | | | in/s | 0.0254 | | |
| | | | mph | 0.447 | | |

* kg m² is another unit, which is used for mass moment of inertia.

Lampiran 2

Tegangan geser material

II.4 YIELD STRESS, σ_y , AND TENSILE STRENGTH, σ_t

| | | σ_y (MPa) | σ_t (MPa) |
|---------------|------------------------------|----------------------|------------------|
| Metals | Ferrous | Cast Irons | 215 - 700 |
| | | High Carbon Steels | 350 - 1640 |
| | | Medium Carbon Steels | 400 - 1155 |
| | Non-ferrous | Low Carbon Steels | 305 - 600 |
| | | Aluminum | 400 - 1100 |
| | | Stainless Steels | 450 - 1300 |
| | | Aluminum Alloys | 170 - 1000 |
| Ceramics | Copper Alloys | 30 - 500 | |
| | Nickel Alloys | 8 - 400 | |
| | Aluminum Alloys | 100 - 500 | |
| | Steel Alloys | 6 - 400 | |
| | Nickel Alloys | 70 - 1100 | |
| | Titanium Alloys | 345 - 1200 | |
| | Zinc Alloys | 250 - 1245 | |
| | Boron Nitride | 80 - 450 | |
| | Borosilicate Glass (*) | 364 - 384 | |
| | Glass Ceramic (*) | 750 - 2129 | |
| Composites | Silica Glass (*) | 1000 - 1600 | |
| | Alumina (*) | 360 - 1000 | |
| | Carbon Fiber | 50 - 140 | |
| | Concrete, typical (*) | 32 - 60 | |
| | Stone (*) | 34 - 248 | |
| | Alumina (*) | 1690 - 3200 | |
| | Alumina (*) | 100 - 905 | |
| | Boron Carbide (*) | 2583 - 5687 | |
| | Silicon (*) | 3200 - 3460 | |
| | Silicon Carbide (*) | 1000 - 5250 | |
| Metal Polymer | Aluminum/Silicon Carbide | 280 - 324 | |
| | CFRP | 550 - 1050 | |
| Natural | Bamboo | 110 - 182 | |
| | Cork | 35 - 44 | |
| Natural | Leather | 0.3 - 1.5 | |
| | Wood, typical (Longitudinal) | 6 - 10 | |
| | Wood, typical (Transverse) | 30 - 70 | |
| Natural | | 2 - 6 | |
| | | 38 - 45 | |
| | | 0.5 - 2.5 | |
| | | 60 - 100 | |
| | | 4 - 9 | |

(Data courtesy of Grantia Design Ltd)

| | σ_y (MPa) | σ_t (MPa) | | |
|------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------|-----------|
| Polymers | Elastomer | Butyl Rubber | 2 - 9 | |
| | | EVA | 12 - 18 | |
| | | Isoprene (IR) | 20 - 25 | |
| | | Natural Rubber (NR) | 20 - 30 | |
| | | Polysulfone (PS) | 22 - 32 | |
| | Thermoplastic | Polycarbonate (PC) | 55 - 64 | |
| | | Polycarbonate (PC) | 55 - 64 | |
| | | Polystyrene (PS) | 24 - 56 | |
| | | Silicone Elastomers (ePU) | 2.4 - 5.5 | |
| | | Silicone Elastomers | 2.4 - 5.5 | |
| | Polymer Foams | Thermoset | ABS | 18.5 - 51 |
| | | | Cellulose Polymers (CA) | 25 - 45 |
| | | | Epoxies | 25 - 50 |
| | | | Nylon (PA) | 50 - 94.8 |
| | | | Nylon (PA) | 60 - 165 |
| Polymer Foams | | Polycarbonate (PC) | 59 - 70 | |
| | | Polycarbonate (PC) | 60 - 72.4 | |
| | | PEEK | 17.85 - 95 | |
| | | PEEK | 20.7 - 103 | |
| | | Polystyrene (PS) | 45.7 - 44.3 | |
| | | Polystyrene (PS) | 63 - 63 | |
| | | Acrylic (PMMA) | 53.8 - 72.4 | |
| | | Acrylic (PMMA) | 48.3 - 76.6 | |
| | | Acetal (POM) | 48.8 - 72.4 | |
| | | Acetal (POM) | 60 - 89.6 | |
| Polypropylene (PP) | 20.7 - 37.2 | | | |
| Polypropylene (PP) | 27.6 - 41.4 | | | |
| Polyurethane (PU) | 28.3 - 53.2 | | | |
| Polyurethane Thermoplastics (tpPU) | 40 - 53.2 | | | |
| PVC | 36.4 - 52.1 | | | |
| PVC | 40.7 - 65.1 | | | |
| Teflon (PTFE) | 15 - 25 | | | |
| Epoxies | 26 - 41.7 | | | |
| Epoxies | 36 - 88.0 | | | |
| Polystyrene | 27 - 47 | | | |
| Polystyrene | 33 - 40 | | | |
| Polystyrene | 40 - 41.4 | | | |
| Polystyrene | 41.4 - 89.6 | | | |
| Polymer Foams | Flexible Polymer Foam (VLD) | Flexible Polymer Foam (VLD) | 0.01 - 0.12 | |
| | | Flexible Polymer Foam (VLD) | 0.24 - 0.85 | |
| | | Flexible Polymer Foam (VLD) | 0.05 - 0.7 | |
| | | Flexible Polymer Foam (VLD) | 0.15 - 0.43 | |
| | | Flexible Polymer Foam (VLD) | 0.2 - 0.56 | |
| | Rigid Polymer Foam (MD) | Rigid Polymer Foam (MD) | 0.3 - 1.7 | |
| | | Rigid Polymer Foam (MD) | 0.4 - 3.5 | |
| | | Rigid Polymer Foam (MD) | 0.4 - 3.5 | |
| | | Rigid Polymer Foam (MD) | 0.6 - 5.1 | |
| | | Rigid Polymer Foam (MD) | 0.8 - 12 | |
| | | 1.2 - 12.4 | | |

1. For full names and acronyms of polymers – see Section V.

(*) NB: For ceramics, yield stress is replaced by compressive strength, which is more relevant in ceramic design. Note that ceramics are of the order of 10 times stronger in compression than in tension.

(<http://www.mdp.eng.cam.ac.uk>)

Lampiran 3

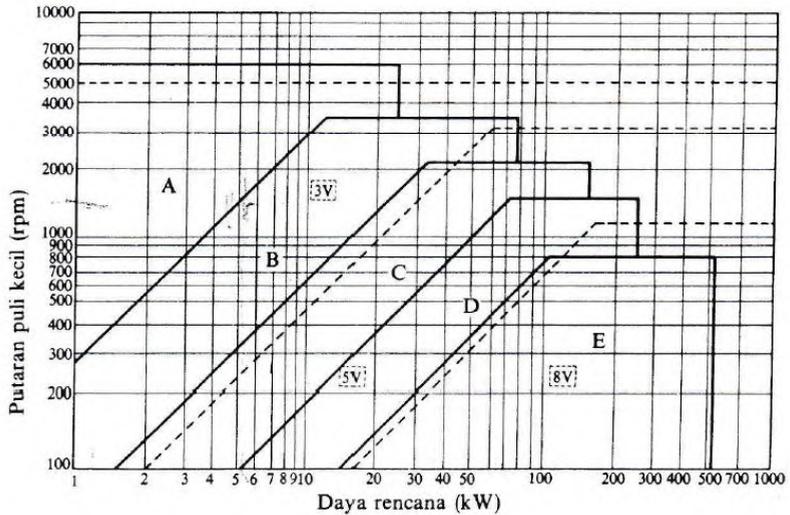
Faktor koreksi (F_c)

| Mesin yg digerakkan | Penggerak | | | | | |
|---|---|-----------|---------|--|-----------|-----|
| | Momen puntir puncak 200% | | | Momen puntir puncak >100% | | |
| | Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt) | | | Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap | | |
| | Jumlah jam kerja per hari | | | Jumlah jam kerja per hari | | |
| 3-5 jam | 8-10 jam | 16-24 jam | 3-5 jam | 8-10 jam | 16-24 jam | |
| <i>Variasi beban sangat kecil</i> | | | | | | |
| Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,2 | 1,3 | 1,4 |
| <i>Variasi beban kecil</i> | | | | | | |
| Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| <i>Variasi beban sedang</i> | | | | | | |
| Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 |
| <i>Variasi beban besar</i> | | | | | | |
| Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrikkaret (rol karet, lender) | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 |

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

Lampiran 4

Diagram pemilihan v-belt



Lampiran 5

Tabel panjang v-belt

| Type of belt | Cross-sectional | | | Design length of belt, L, mm |
|--------------|-----------------|------|--------------------|--|
| | b mm | h mm | A, mm ² | |
| O | 10 | 6 | 0,47 | 400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500 |
| A | 13 | 8 | 0,81 | 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000 |
| B | 17 | 10,5 | 1,38 | 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300 |
| C | 22 | 13,5 | 2,3 | 1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 |
| D | 32 | 19 | 4,75 | 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000 |
| E | 38 | 23,5 | 6,95 | 4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000 |
| F | 50 | 30 | 11,7 | 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000 |

Lampiran 6

Berat jenis v-belt dan modulus elastisitas

| | Leather | Rubber canvas | Solid-woven cotton | Woven woolen | Tare-stitched rubber | Woven semi-linen |
|--|-----------------------------------|--|--------------------|----------------|----------------------|------------------|
| Width b in mm | 20-300 | 20-500 | 30-250 | 50-300 | 20-137 | 15-53 |
| Thickness h in mm | Single 3-5.5 Double 7.5-10 | 2.5-13.5 | 4.5-6.5-8.3 | 6-9-11 | 1.75-2.5-3.3 | 1.75 |
| UTS in kg/cm^2 | 200 | 4-10 (without layers), 370 (with layers) | 350-405 | 300 | 300 | 500 |
| Max elongation | 10% at $100\text{kg}/\text{cm}^3$ | 18% at rupture | 20-25% at rupture | 60% at rupture | 16% at rupture | 10% at rupture |
| Ratio D_{min}/h recommended | 35 | 40 | 30-40 | 30 | 40 | 30 |
| Allowable | 25 | 30 | 25-35 | 25 | 30 | 25 |
| Recommended max velocity max in m/sec | 40 | 20-30 | 25 | 30 | 50 | 50 |
| Specific weight in kg/dm^3 | 0.98 | 1.25-1.50 | 0.75-1.05 | 0.90-1.24 | ≈ 1.2 | ≈ 1.0 |
| Constanta a | 29 | 25 | 21 | 18 | 23 | 21 |
| w (formula 3-25) | 300 | 100 | 150 | 150 | 200 | 150 |
| Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm^2 | 1.000-1.500 | 800-1.200 | 300-600 | - | 1.000-1.200 | - |

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 214)

Lampiran 7

Bahan poros dan bahan pasak

| Standard dan macam | Lambang | Perlakuan Panas | Kekuatan tarik (kg/mm ²) | Keterangan |
|---|----------|-----------------|---------------------------------------|---|
| Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) | S30C | Penormalan | 48 | |
| | S35C | ” | 52 | |
| | S40C | ” | 55 | |
| | S45C | ” | 58 | |
| | S50C | ” | 62 | |
| | S55C | ” | 66 | |
| Batang baja yang difrais dingin | S35C - D | - | 53 | Ditarik dingin, digerinda, dibu-but , atau gabungan antara hal-hal tersebut |
| | S45C - D | - | 60 | |
| | S55C - D | - | 72 | |

Lampiran 9

Faktor X and Y for ball bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

| Contact angular α , deg | (i.Fa/Co) | Single-Row Bearing | | Double-Row Bearing | | | | e |
|--------------------------------------|-----------|-----------------------|------|---|------|---------------|------|------|
| | | (Fa/V Fr) > e | | (Fa/V.Fr) < e | | (Fa/V.Fr) > e | | |
| | | X | Y | X | Y | X | Y | |
| Radial Contact Ball Bearing | | | | | | | | |
| | 0,014 | 0,56 | 2,30 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30 | 0,19 |
| | 0,028 | | 1,99 | | | | 1,99 | 0,22 |
| | 0,056 | | 1,71 | | | | 1,71 | 0,26 |
| | 0,084 | | 1,55 | | | | 1,55 | 0,28 |
| | 0,110 | | 1,45 | | | | 1,45 | 0,30 |
| | 0,170 | | 1,31 | | | | 1,31 | 0,34 |
| | 0,280 | | 1,15 | | | | 1,15 | 0,38 |
| | 0,420 | | 1,04 | | | | 1,04 | 0,42 |
| | 0,560 | | 1,00 | | | | 1,00 | 0,44 |
| Angular Contact Ball Bearing | | | | | | | | |
| 5 | 0,014 | 0,56 | 2,30 | Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing | 0,78 | 2,78 | 3,74 | 0,23 |
| | 0,028 | | 1,99 | | | 2,40 | 3,23 | 0,26 |
| | 0,056 | | 1,71 | | | 2,07 | 2,78 | 0,30 |
| | 0,085 | | 1,55 | | | 1,87 | 2,52 | 0,34 |
| | 0,110 | | 1,45 | | | 1,75 | 2,36 | 0,36 |
| | 0,170 | | 1,31 | | | 1,58 | 2,13 | 0,40 |
| | 0,280 | | 1,15 | | | 1,39 | 1,87 | 0,45 |
| | 0,420 | | 1,04 | | | 1,26 | 1,69 | 0,50 |
| | 0,560 | | 1,00 | | | 1,21 | 1,63 | 0,52 |
| 10 | 0,014 | 0,46 | 1,88 | 1,0 | 0,75 | 2,18 | 2,30 | 0,19 |
| | 0,029 | | 1,71 | | | 1,98 | 1,99 | 0,22 |
| | 0,057 | | 1,52 | | | 1,76 | 1,71 | 0,26 |
| | 0,086 | | 1,41 | | | 1,63 | 1,55 | 0,28 |
| | 0,110 | | 1,34 | | | 1,55 | 1,45 | 0,30 |
| | 0,170 | | 1,23 | | | 1,42 | 1,31 | 0,34 |
| | 0,290 | | 1,10 | | | 1,27 | 1,15 | 0,38 |
| | 0,430 | | 1,01 | | | 1,17 | 1,04 | 0,42 |
| | 0,570 | | 1,00 | | | 1,16 | 1,00 | 0,44 |

Catatan :

(Fa/V Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 10

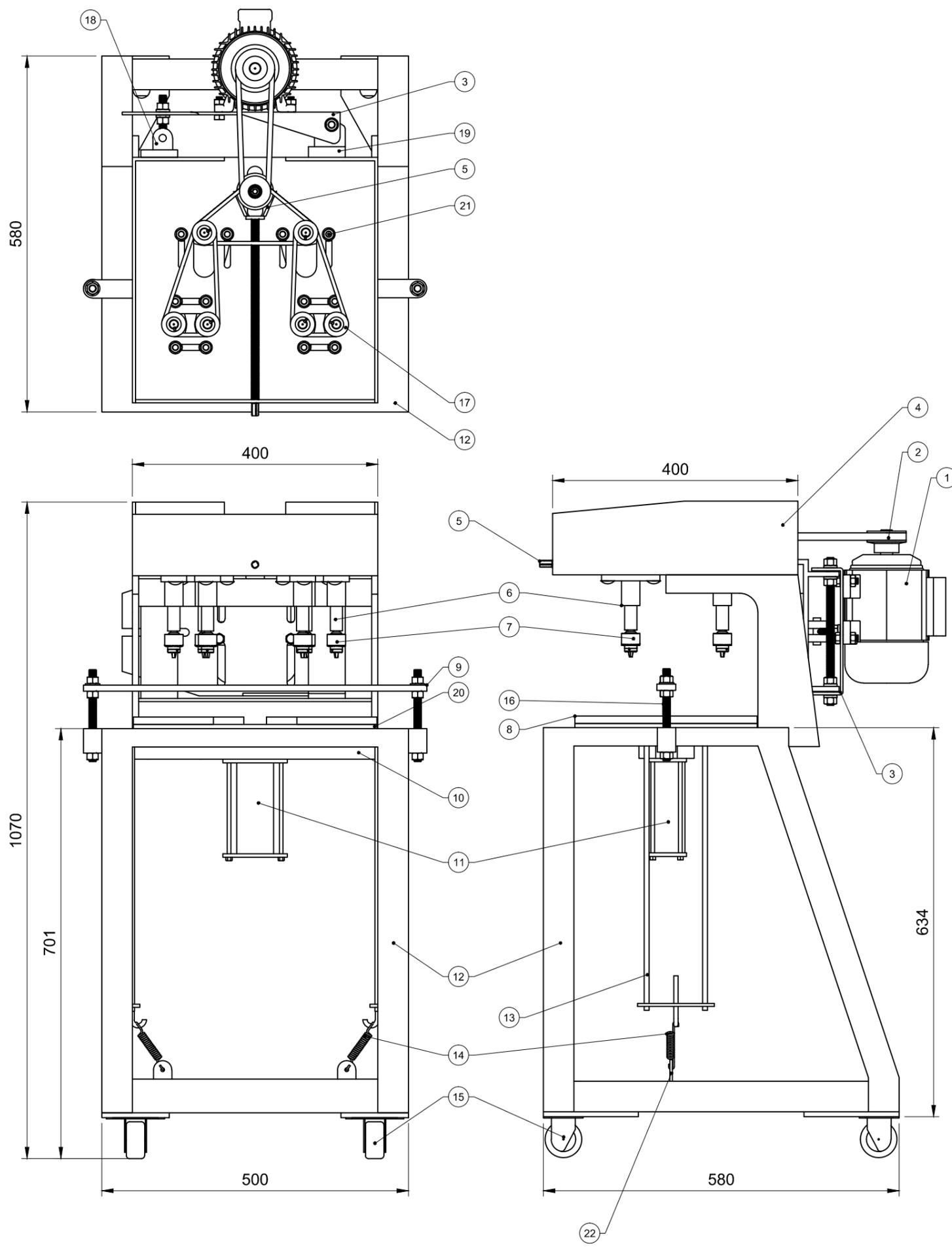
Koefisien gesek (f)

| No | Tipe Bearing | Start | | Selama Berputar | |
|----|----------------------------|--------|--------|-----------------|--------|
| | | Radial | Aksial | Radial | Aksial |
| 1 | Ball Bearing | 0,0025 | 0,0060 | 0,0015 | 0,0040 |
| 2 | Spherical Roller Bearing | 0,0030 | 0,1200 | 0,0018 | 0,0080 |
| 3 | Cylindrical Roller Bearing | 0,0020 | --- | 0,0011 | --- |

Lampiran 11

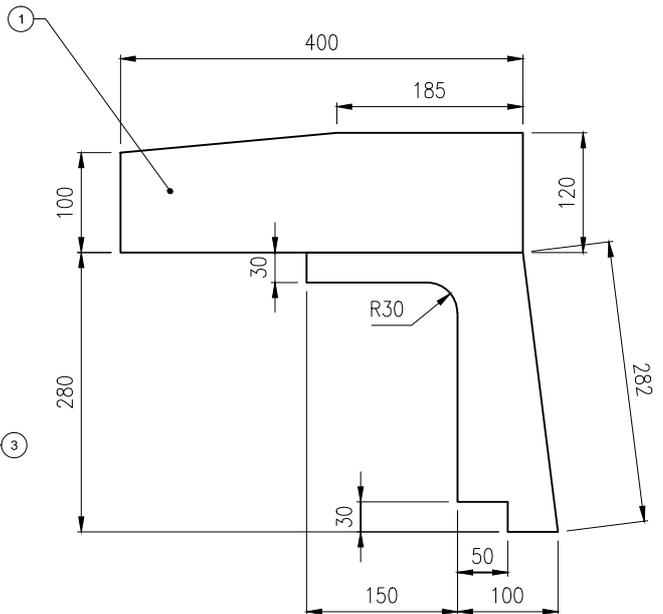
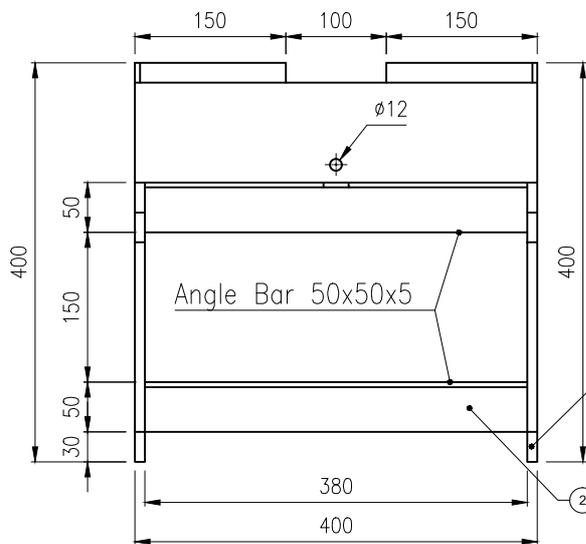
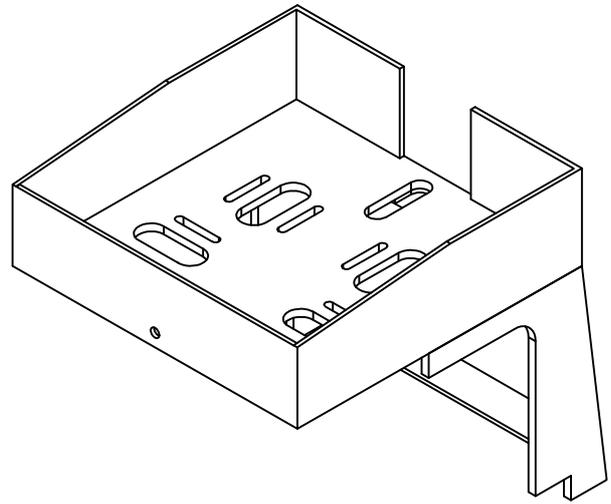
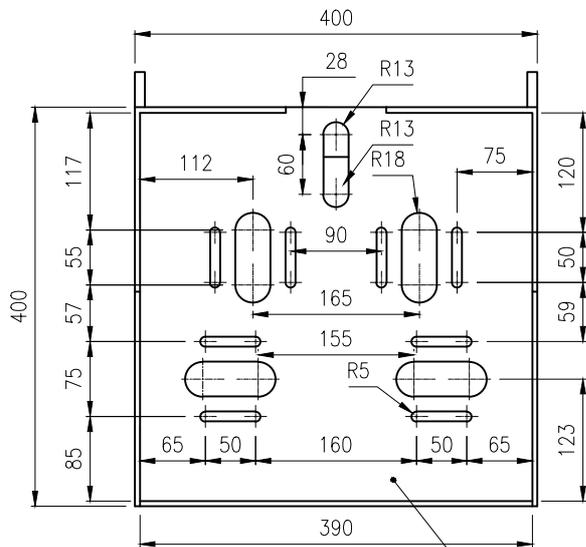
Ball bearing service factors, F_s

| No | Type of service | Multiply calculated load by following Factors | |
|----|-----------------------------------|---|----------------|
| | | Ball Bearing | Roller Bearing |
| 1 | Uniform and steady load | 1,0 | 1,0 |
| 2 | Light shock load | 1,5 | 1,0 |
| 3 | Moderate shock load | 2,0 | 1,3 |
| 4 | Heavy shock load | 2,5 | 1,7 |
| 5 | Extreme and indefinite shock load | 3,0 | 2,0 |



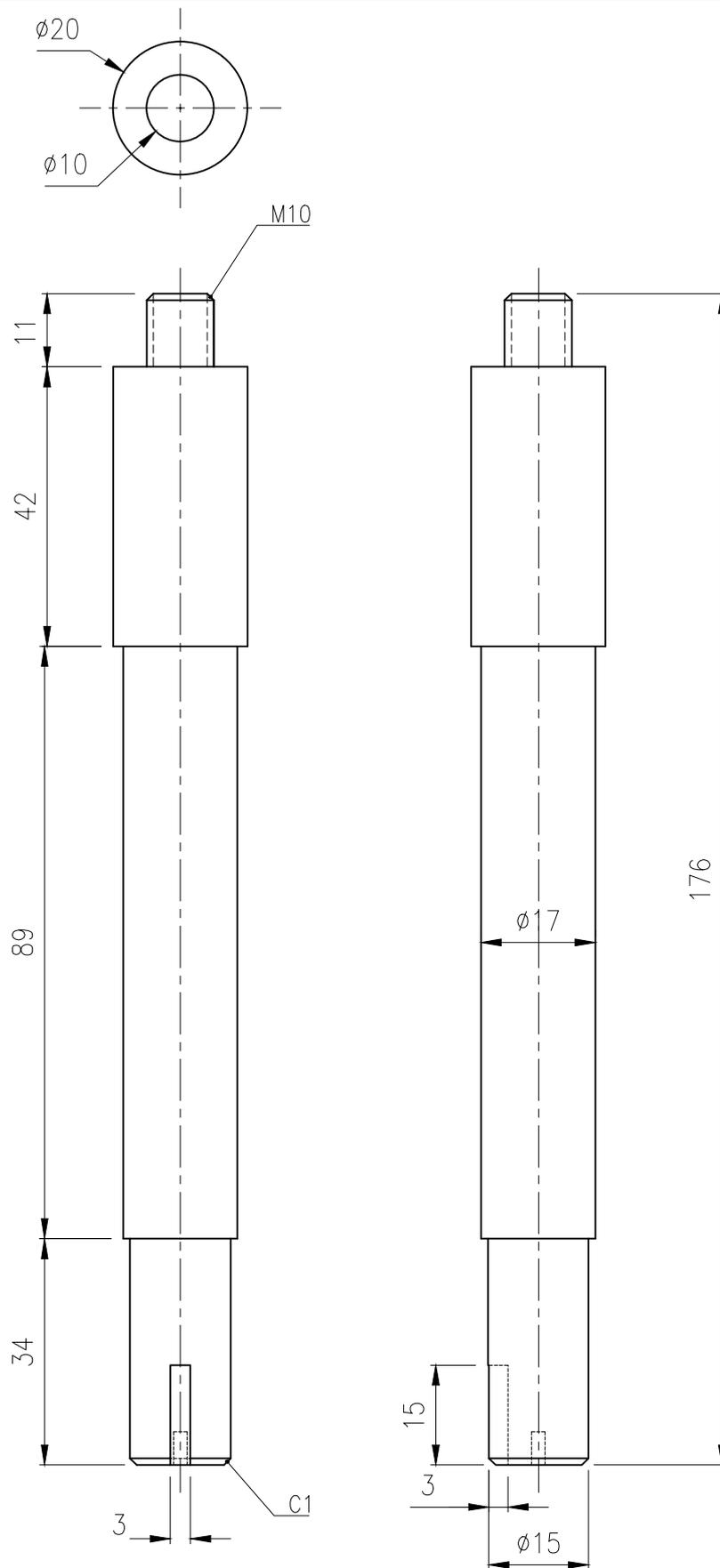
| | | | | | |
|-----|--------|-----------------------------------|-----------|---------------------|------------------|
| 1. | 1 pcs | Motor DC | - | - | 0,5 HP; 2880 rpm |
| 2. | 2 pcs | Belt and Pulley $\phi 65$ | - | L= 560; $\phi 63,5$ | Type A |
| 3. | 1 pcs | Plat Support Motor | ST60 | Tebal=6 | - |
| 4. | 1 pcs | Pulley Box and Drill Support | ST60 | Tebal=8 | - |
| 5. | 1 pcs | Pengatur Tegangan Pulley | - | M12; L=420 | - |
| 6. | 6 pcs | Poros Drill | S45C | $\phi 17$ | - |
| 7. | 6 pcs | Chuck Drill | S45C | Hole $\phi 10$ | - |
| 8. | 1 pcs | Locator Sandal | Tevlon | - | - |
| 9. | 1 pcs | Penjepit Sandal | Spons EVA | L=550; W=15 | - |
| 10. | 1 pcs | Plat Penyangga Silinder Pneumatik | ST60 | Tebal=10 | - |
| 11. | 1 pcs | Silinder Pneumatik | - | $\phi 50$; L=150 | Double Acting |
| 12. | 1 pcs | Frame | ST40 | 500x580x626 | - |
| 13. | 4 pcs | Poros Tarikan Pegas | ST60 | - | - |
| 14. | 2 pcs | Pegas | - | $\phi 3$; Pitch 3 | Pegas Tarik |
| 15. | 4 pcs | Roda | PU | $\phi 50$ | - |
| 16. | 1 pcs | Stud | - | M12; L=200 | - |
| 17. | 6 pcs | Pulley Spindle $\phi 40$ mm | - | $\phi 40$ | Type A |
| 18. | 1 pcs | Plat Penyangga Motor 1 | ST60 | Tebal=6 | - |
| 19. | 1 pcs | Plat Penyangga Motor 2 | ST60 | Tebal=6 | - |
| 20. | 1 pcs | Plat Support Locator Sandal | ST60 | Tebal=8 | - |
| 21. | 12 pcs | Nut and Bolt | - | M10 | - |
| 22. | 4 pcs | Plat Support Pegas | ST60 | Tebal=4 | - |

| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
|--|--------|----------------------|--|--------|------------|
| Kekasaran Dalam (μm) | | Toleransi JIS | | | |
| | | SKALA : 1 : 7.5 | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | | SATUAN : mm | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | | TANGGAL : 30/06/2016 | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | GAMBAR DETAIL ASSEMBLY MESIN BOR SANDAL PNEUMATIK | | A3 |

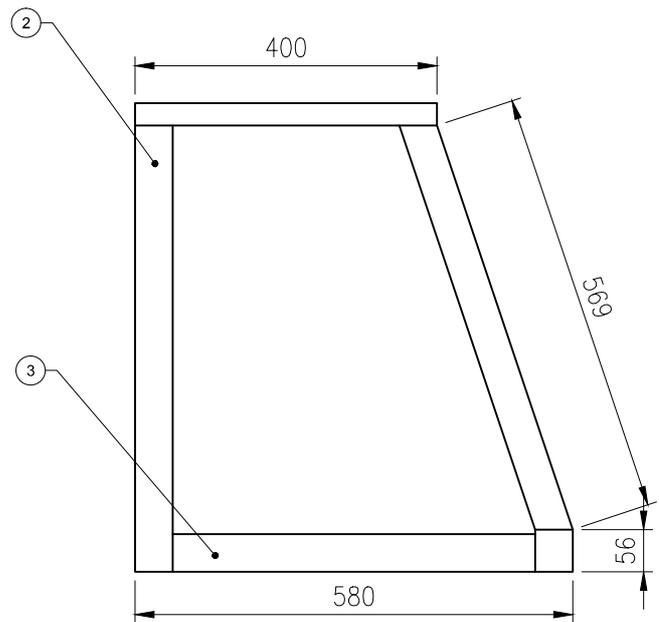
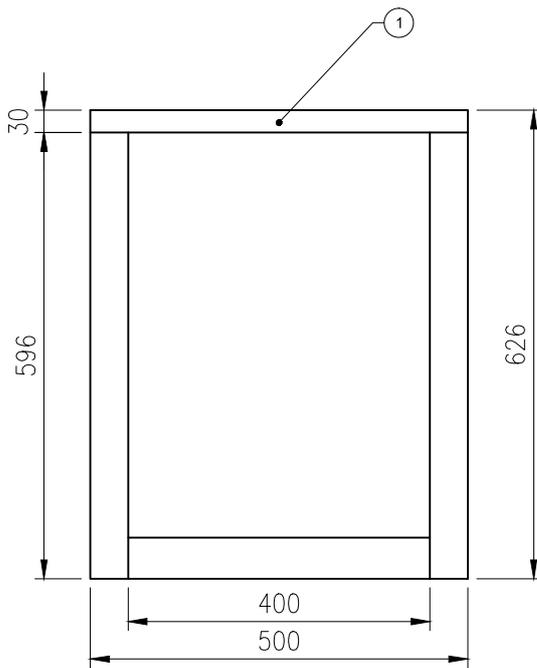
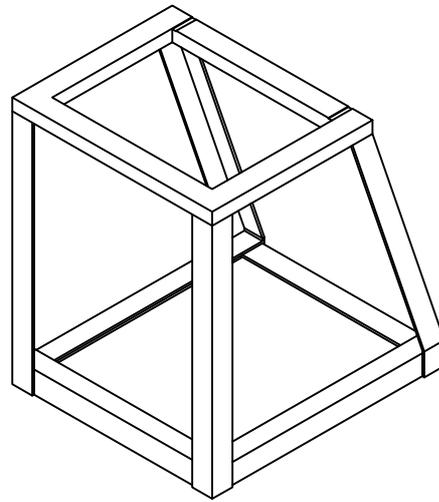
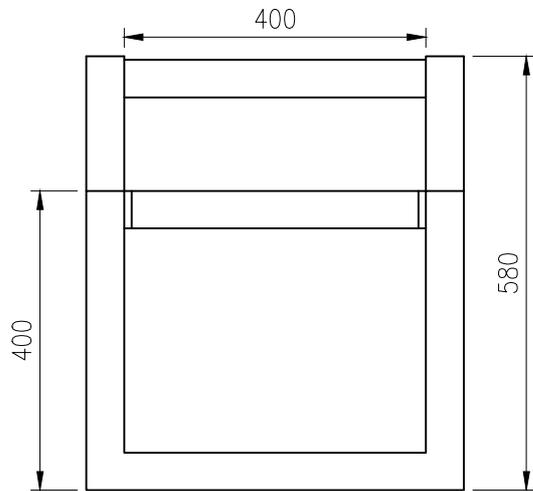


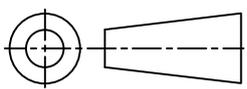
| | | | | | |
|---|-------|-------------------|------|----------|---|
| 4 | 1 pcs | Box Plate | ST60 | tebal=10 | - |
| 3 | 2 pcs | Support Plate | ST60 | tebal=10 | - |
| 2 | 2 pcs | Angle Bar 50x50x5 | ST60 | L=380 | - |
| 1 | 2 pcs | Box Plate Samping | ST60 | tebal=5 | - |

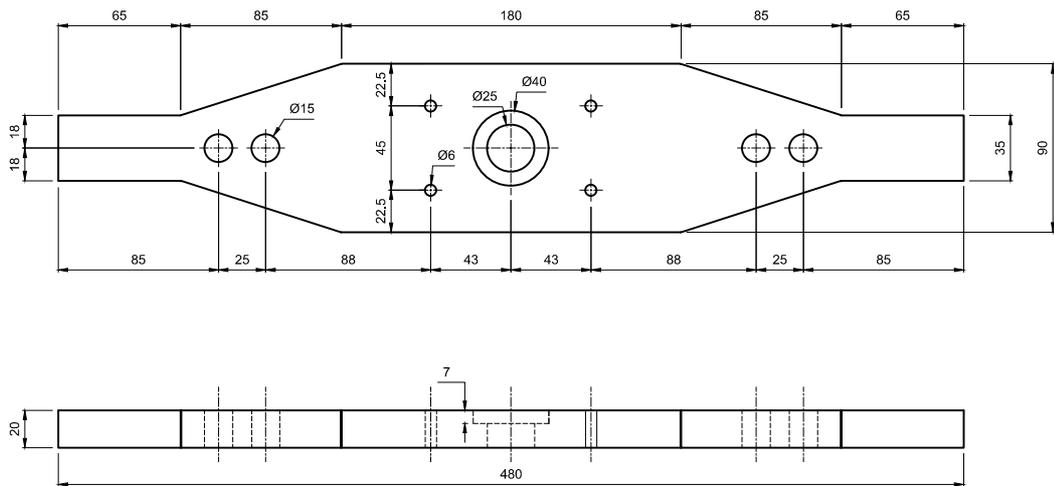
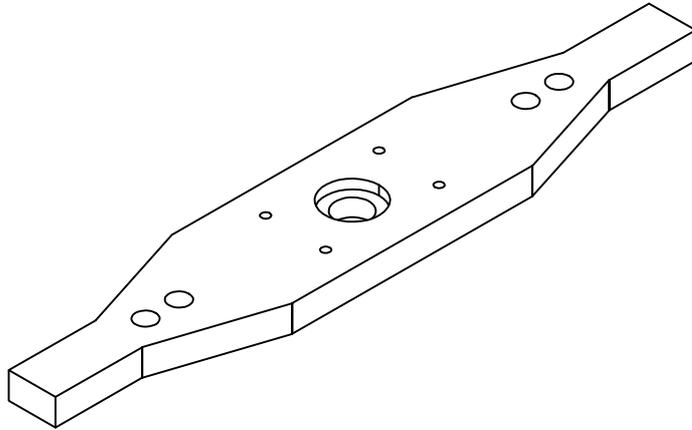
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
|--|----------------------|-------------|-----------------------------------|--------|------------|
| | SKALA : 1 : 7.5 | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | PULLEY BOX AND DRILL SUPPORT | | No. 2 |
| | | | | | A4 |



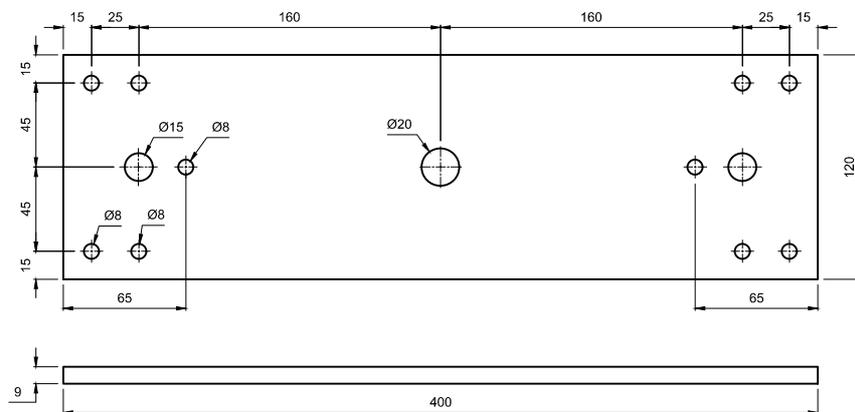
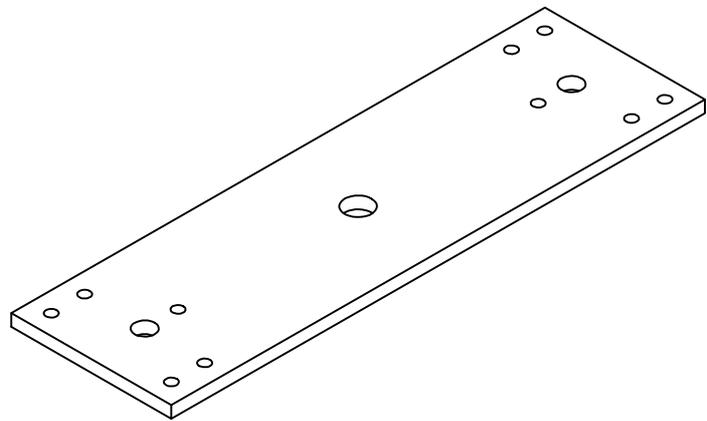
| 1 | 6 pcs | Poros Drill | S45C | Ø17 | - |
|--|----------------------|-------------|-----------------------------------|--------|------------|
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
| | SKALA : 1 : 1 | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | Poros Drill | | No. 2 |
| | | | | | A4 |



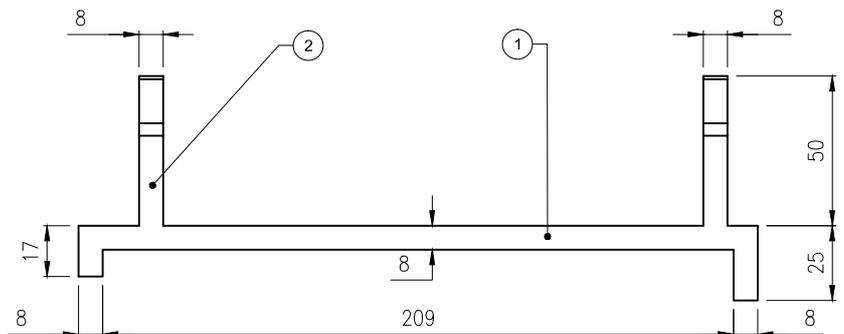
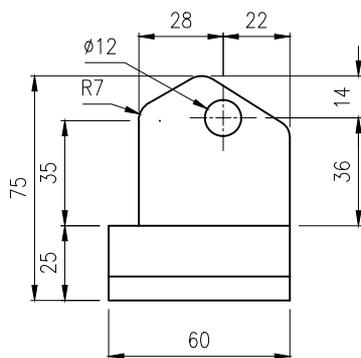
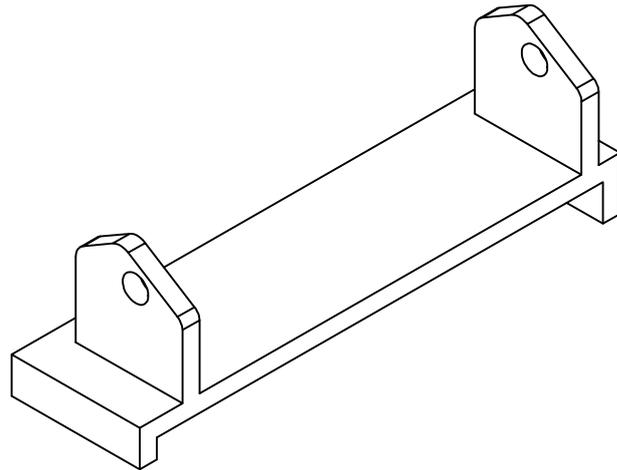
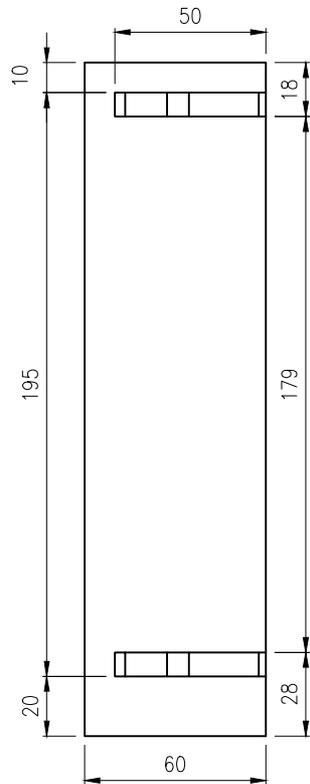
| 2 | 1 pcs | Angle bar 50x50x5 | ST40 | 4604 | - |
|---|----------------------|-------------------|-----------------------------------|--------|------------|
| 1 | 1 pcs | UNP 60 | ST40 | 1800 | - |
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
|  | SKALA : 1 : 10 | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | FRAME | | NO. 5 |
| | | | | | A4 |



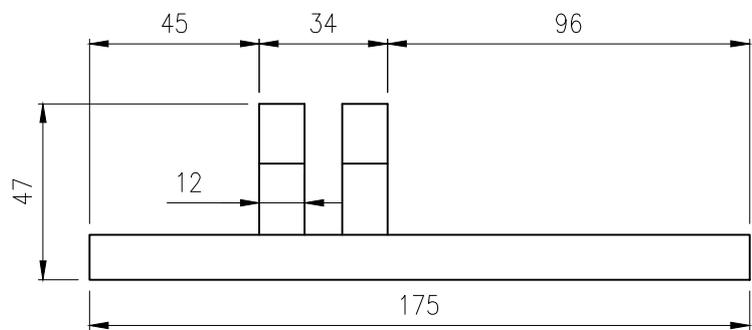
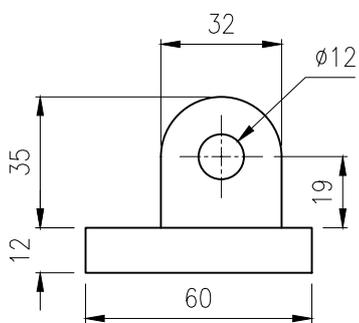
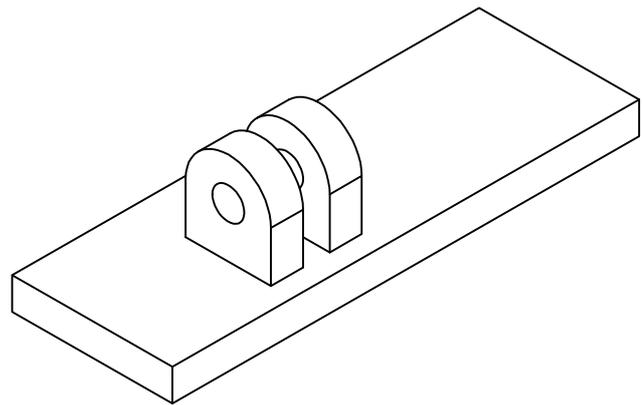
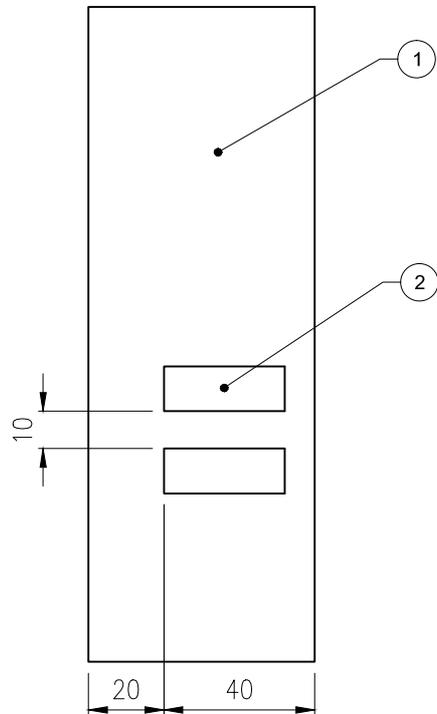
| 1 | 1 pcs | Plat Baja | ST60 | tebal= 20 | - |
|--|----------------------|-------------|-----------------------------------|-----------|------------|
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | |
| | SKALA : | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | Plat Penyangga Silinder Pneumatik | | No. 4 |
| | | | | | A4 |



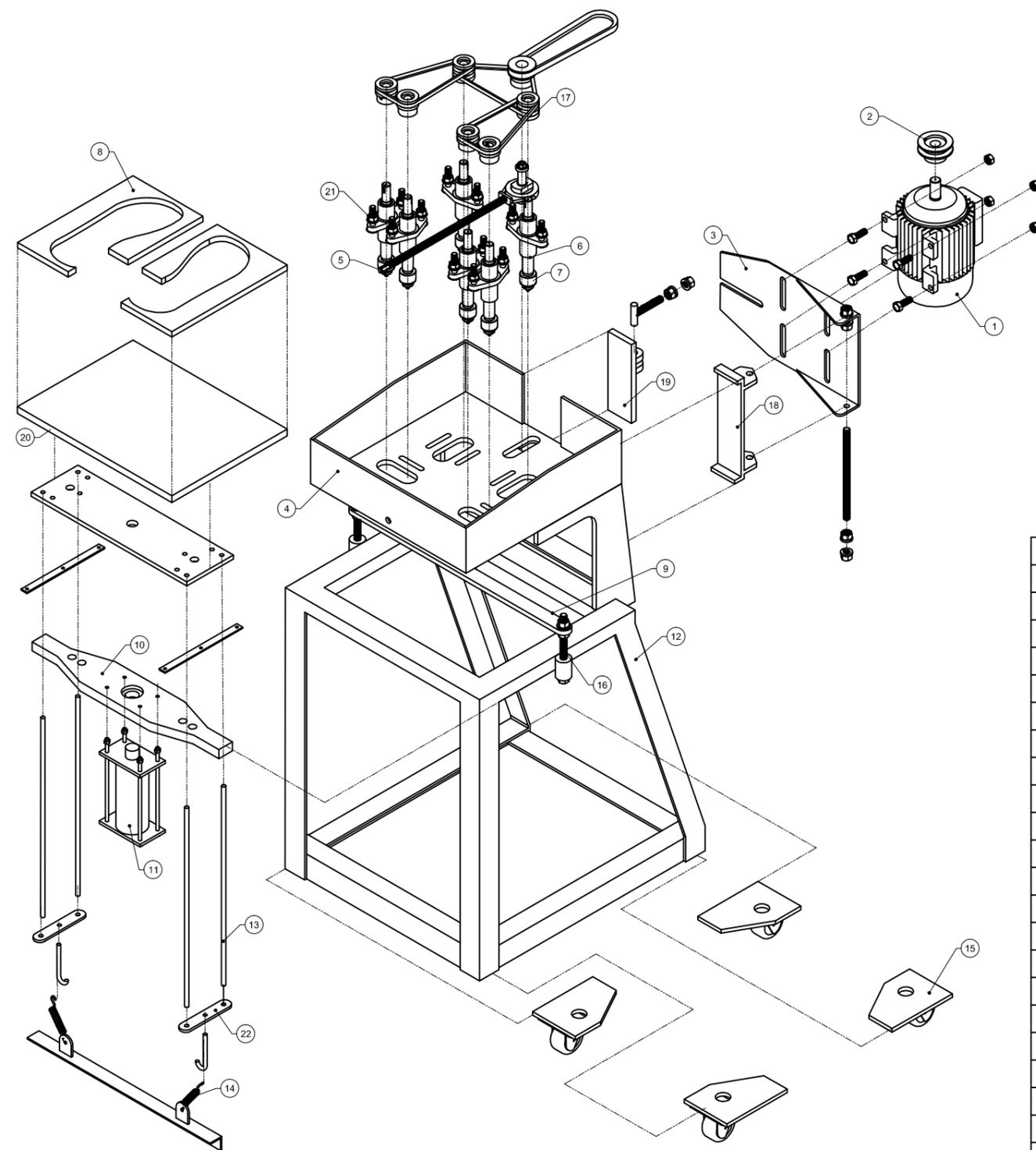
| 1 | 1 pcs | Plat Baja | ST60 | tebal= 9 | - |
|--|----------------------|-----------------------------------|-------------------------------|------------|-------|
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | |
| | SKALA : | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN | |
| | SATUAN : mm | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | Plat Penyangga Locator Sandal | | No. 8 |
| | | | | | A4 |



| 2 | 2 pcs | Base Plate | ST60 | tebal= 8 | - |
|--|----------------------|-------------|-----------------------------------|----------|------------|
| 1 | 1 pcs | Base Plate | ST60 | tebal= 8 | - |
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | |
| | SKALA : 1 : 2.5 | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | PLAT PENYANGGA MOTOR 2 | | No. 7 |
| | | | | | A4 |



| 2 | 2 pcs | Base Plate | ST60 | tebal= 12 | - |
|--|----------------------|-------------|-----------------------------------|-----------|------------|
| 1 | 1 pcs | Base Plate | ST60 | tebal= 12 | - |
| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
| | SKALA : 1 : 2 | | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | SATUAN : mm | | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | TANGGAL : 30/06/2016 | | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | PLAT PENYANGGA MOTOR 1 | | No. 6 |
| | | | | | A4 |



| | | | | | |
|-----|--------|-----------------------------------|-----------|---------------------|------------------|
| 1. | 1 pcs | Motor DC | - | - | 0,5 HP; 2880 rpm |
| 2. | 2 pcs | Belt and Pulley $\phi 65$ | - | L= 560; $\phi 63,5$ | Type A |
| 3. | 1 pcs | Plat Support Motor | ST60 | Tebal=6 | - |
| 4. | 1 pcs | Pulley Box and Drill Support | ST60 | Tebal=8 | - |
| 5. | 1 pcs | Pengatur Tegangan Pulley | - | M12; L=420 | - |
| 6. | 6 pcs | Poros Drill | S45C | $\phi 17$ | - |
| 7. | 6 pcs | Chuck Drill | S45C | Hole $\phi 10$ | - |
| 8. | 1 pcs | Locator Sandal | Tevlon | - | - |
| 9. | 1 pcs | Penjepit Sandal | Spons EVA | L=550; W=15 | - |
| 10. | 1 pcs | Plat Penyangga Silinder Pneumatik | ST60 | Tebal=10 | - |
| 11. | 1 pcs | Silinder Pneumatik | - | $\phi 50$; L=150 | Double Acting |
| 12. | 1 pcs | Frame | ST40 | 500x580x626 | - |
| 13. | 4 pcs | Poros Tarikan Pegas | ST60 | - | - |
| 14. | 2 pcs | Pegas | - | $\phi 3$; Pitch 3 | Pegas Tarik |
| 15. | 4 pcs | Roda | PU | $\phi 50$ | - |
| 16. | 1 pcs | Stud | - | M12; L=200 | - |
| 17. | 6 pcs | Pulley Spindle $\phi 40$ mm | - | $\phi 40$ | Type A |
| 18. | 1 pcs | Plat Penyangga Motor 1 | ST60 | Tebal=6 | - |
| 19. | 1 pcs | Plat Penyangga Motor 2 | ST60 | Tebal=6 | - |
| 20. | 1 pcs | Plat Support Locator Sandal | ST60 | Tebal=8 | - |
| 21. | 12 pcs | Nut and Bolt | - | M10 | - |
| 22. | 4 pcs | Plat Support Pegas | ST60 | Tebal=4 | - |

| Item No. | Jumlah | Nama Bagian | Bahan | Ukuran | Keterangan |
|--|--------|----------------------|--|--------|------------|
| Kekasaran Dalam (μm) | | Toleransi JIS | | | |
| | | SKALA : 1 : 10 | DIGAMBAR: A. Mubarak & A. Daya E. | | PERINGATAN |
| | | SATUAN : mm | NRP : 2113039002 & 2113039037 | | |
| | | TANGGAL : 30/06/2016 | DILIHAT : Ir. Mahirul Musyid MSc. | | |
| D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK | | | GAMBAR DETAIL ASSEMBLY MESIN BOR SANDAL PNEUMATIK | | A3 |

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan pembahasan pada mesin bor sandal sistem pneumatik, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Dari perencanaan dan perhitungan, untuk melubangi sandal dibutuhkan gaya sebesar 8,11 N. Daya motor yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP dengan putaran 2880 *rpm*.
2. Sistem transmisi yang digunakan:
 - Ukuran diameter pulley adalah :
 - Diameter pulley penggerak = 2,5inc
 - Diameter pulley yang digerakkan = 2inc
 - Belt yang digunakan adalah v-belt type A dengan panjang belt 560 *mm*.
 - Poros yang digunakan dari bahan baja karbon konstruksi mesin (*JIS G 4501*) S45C, dengan diameter (d) 17 *mm*.
 - Pasak yang digunakan dari bahan baja karbon konstruksi mesin (*JIS G 4501*) S30C, dengan lebar dan tinggi (W = H) 4,75 *mm* dan panjang pasak (L) 20 *mm*.
 - Bearing yang digunakan adalah tipe ball bearing dengan diameter dalam 17 *mm*.
 - Silinder pneumatik yang digunakan adalah tipe double acting dengan diameter sebesar 50 *mm*.
3. Dari hasil pengujian alat dapat diketahui ;
 - Dari pengujian yang dilakukan selama 5 menit, didapatkan rata-rata kapasitas mesin bor sandal dengan sistem pneumatik yaitu 97 lubang = 16 pasang sandal.

5.2 Saran

1. Putaran mesin bor sandal kurang tinggi, sehingga untuk pengembangan lebih lanjut putaran harus direncanakan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Aaron Deuschment. 1985. **Machine Design Theory**. London : Collier Macmillan International Edition.
2. Anthony Esposito. 2003. **Fluid Power with Application**, sixth edition. Prentice Hall International Inc, New Jersey.
3. Dobrovolsky. 1988. **Machine Elements**, second edition. Moscow : Peace Publisher.
4. Mada Perwira, Ridha Wildania. 2014. **Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal**. D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. S.R. Majumdar. 1995. **Pneumatic System – Principle and Maintenance**. Jakarta.
6. The Pneumatic Technical Centre. 1991. **Tenaga Fluida Pneumatik – Pembelajaran Tingkat Menengah**.
7. Sularso, Kiyokatsu Suga. 2002. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin**, cetakan ke-10. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
8. Taufiq Rochim. 1993. **Teori dan Teknologi Proses Pemesinan**. Jakarta : Proyek HEDS.

SITUS WEB

1. http://id.wikipedia.org/wiki/sandal_jepit. Kamis, 27 Maret 2016, pukul 10:00.
2. <http://www.mdp.eng.cam.ac.uk>. Jum'at, 25 April 2016, pukul 19:00.

BIODATA PENULIS

Ahmad Mubarokh (2113039002)



Penulis dilahirkan di Kabupaten Ngawi, 16 Maret 1995, merupakan anak pertama dari satu bersaudara dari pasangan suami istri Diyono dan Retty Winarti. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 1999-2000 bersekolah dan bermain di TK Tunas Rimba Padangan, tahun 2001-2007 bersekolah di SDN 2 Padangan Ponorogo, Kemudian tahun 2007-2010 melanjutkan ke SMPN 1 Padangan, dan tahun 2010-2013 melanjutkan ke SMAN 1 Ngawi. Pada tahun 2013, penulis melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS.

Penulis juga aktif dalam organisasi Perkuliahan, yaitu Organisasi Forkom M3ner-ITS sebagai Staf Hublu periode 2015-2016, IC pada Gerigi ITS 2014 dan kontingen ITS pada PIMNAS 28 Universitas Halu Oleo Kendari 2015 dengan judul Mesin Pelorod Malam Pada Kain Batik.

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK Surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan Disnakertransduk. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT. Dempo Laser Metalindo – Rungkut Industri pada Juni-Juli 2015.

BIODATA PENULIS
Akhmad Daya Endra Mustika (2113039037)



Penulis dilahirkan di Kota Reyog Ponorogo, 13 Juli 1994, merupakan anak kedua dari satu bersaudara dari pasangan suami istri Basuni dan Mujiati. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 1999-2001 bersekolah dan bermain di TK RA Muslimat Grogol, tahun 2001-2007 bersekolah di SDN 1 Grogol Sawoo Ponorogo, Kemudian tahun 2007-2010 melanjutkan ke SMPN 1 Jetis Ponorogo, dan tahun 2010-2013 melanjutkan ke SMA Darul Ulum 2 Jombang. Pada tahun 2013, penulis melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS.

Penulis juga aktif dalam organisasi dan kegiatan di kampus, yaitu staf Ristek FORKOM M3NER-ITS periode 2014-2015, Kadep Kerohanian FORKOM M3NER-ITS periode 2015-2016, Waka BSO KWU UKM Cinta Rebana ITS periode 2015-2016 dan Anggota Sie. Acara pada Cahyo Sumebar Dies Natalis ITS ke-55 tahun 2015.

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK Surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan Disnakertransduk. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT. Dempo Laser Metalindo – Rungkut Industri pada Juni-Juli 2015.