



TUGAS AKHIR - TM 145648

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG PIPA DENGAN SISTEM PNEUMATIK

M. ARIF SUHARSONO
NRP. 10 2115 000 100 16

MIRZA AHMAD BRILLIANTORO
NRP. 10 2115 000 100 42

Dosen Pembimbing I
GIRI NUGROHO, ST, M.Sc

Instruktur Pembimbing
WAHYU KUSTRIRATNO, S.Pd

JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA
ITS - DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018



TUGAS AKHIR - TM 145648

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG PIPA DENGAN SISTEM PNEUMATIK

M. ARIF SUHARSONO
NRP. 10 2115 000 100 16

MIRZA AHMAD BRILLIANTORO
NRP. 10 2115 000 100 42

Dosen Pembimbing I
GIRI NUGROHO, ST, M.Sc

Instruktur Pembimbing
WAHYU KUSTRIRATNO, S.Pd

JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA
ITS - DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018



FINAL PROJECT - TM 145648

DESIGN OF PIPE CUTTING MACHINE WITH PNEUMATIC SYSTEM

M. ARIF SUHARSONO
NRP. 10 2115 000 100 16

MIRZA AHMAD BRILLIANTORO
NRP. 10 2115 000 100 42

Consellor Lecturer I
GIRI NUGROHO, ST, M.Sc

Consellor Instructor
WAHYU KUSTRIRATNO, S.Pd

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRIAL
ENGINEERING
COOPERATION ITS - DISNAKERTRANS EAST JAVA
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
2018**

LEMBAR PENGESAHAN
RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG PIPA
DENGAN MENGGUNAKAN SISTEM PNEUMATIK
TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Untuk
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)
Pada bidang studi pneumatik dan hidraulik
Program Studi Diploma III

Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama
ITS - Disnakertransduk
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

1. **M. Arif Suharsono**
NRP. 10211500010016
2. **Mirza Ahmad Brilliantoro**
NRP. 10211500010042

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir



Pembimbing

Gani Nugroho, ST, M.Sc
NIP. 1979102920 121200 2

Instruktur Pembimbing


Wahyu Kustriratno, S.Pd
NIP. 9580320 197903 1

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG PIPA DENGAN SISTEM PNEUMATIK

Nama Mahasiswa	: M. Arif Suharsono.
NRP	: 10211500010016
Nama Mahasiswa	: Mirza Ahmad Brilliantoro.
NRP	: 10211500010042
Jurusan	: Departemen Teknik Mesin Industri kerjasama Disnakertransduk FV-ITS
Dosen Pembimbing	: Giri Nugroho, ST, M.Sc
Instruktur Pembimbing	: Wahyu Kustriratno, S.Pd

Abstrak

Pemotongan menggunakan gerinda duduk memiliki kelemahan, Salah satunya adalah sisi pipa yang dipotong terlalu kasar sehingga perlu dilakukan proses penghalusan. Hal ini memerlukan waktu karena masih menggunakan cara manual. Oleh karena itu diperlukan adanya perancangan dan pembuatan sebuah Mesin Pemotong pipa dengan sistem pneumatik.

Mesin ini dirancang dengan menggunakan pisau SLD sebagai mata potongnya dan juga dilengkapi sistem pneumatik untuk menambah gaya tekan pada saat pemotongan. Selain itu, mesin ini dilengkapi dengan Directional Control Valve spring return untuk mengatur gerak pisau pemotong untuk menurunkan dan menaikkan piston rod.

Dari percobaan didapatkan gaya potong sebesar 771,09 kgf. Sedangkan Torsi dan Daya motor yang dibutuhkan untuk memutar pipa sebesar 108,35 kgf.mm dengan motor 0,5 HP dihasilkan putaran 1400 rpm untuk pipa dengan tebal 1,2 mm. kemudian untuk kapasitas silinder pneumatik berdiameter 50 mm dengan panjang rod 100 mm dengan diameter pipa 8mm.

Kata kunci: *Mesin Pemotong Pipa, Gerinda duduk, Pisau SLD, Directional Control Valve, sistem pneumatik, kapasitas silinder pneumatik.*

DESIGN OF PIPE CUTTING MACHINE WITH PNEUMATIC SYSTEM

Student Name : M. Arif Suharsono
NRP : 10211500010016
Student Name : Mirza Ahmad Brilliantoro
NRP : 10211500010042
Major : Departemen Teknik Mesin
Industri kerjasama
Disnakertransduk FV-ITS
Counselor Lecturer : Giri Nugroho, ST, M.Sc
Counselor Instructor : Wahyu Kustriratno, S.Pd

Abstract

Cutting using a grinding wheel has a weakness, One is the side of the pipe that is cut too roughly so that the smoothing process needs to be done. This takes time because it still uses the manual way. It is therefore necessary to design and construct a pipe cutting machine with a pneumatic system.

The machine is designed using a SLD knife as its cutting edge and also features a pneumatic system to add a compressive force at the time of cutting. In addition, this machine is equipped with Directional Control Valve spring return to adjust the motion of the cutting knife to lower and raise the piston rod.

From the experiment, we got a cutting force of 771,09 kgf. While the torque and motor power required to rotate the pipe of 108.35 kgf.mm with a 0.5 HP engine generated rotation 1400 rpm for pipe with 1.2 mm thick. then for a pneumatic cylinder capacity of 50 mm diameter with a rod length of 100 mm with a diameter of 8mm pipe.

Keywords: *Pipe Cutting Machine, Seat Grinder, SLD Knife, Directional Control Valve, pneumatic system, pneumatic cylinder capacity.*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayahnya-Nya, tugas akhir yang berjudul “**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG PIPA DENGAN SISTEM PNEUMATIK**” ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Penelitian yang kami lakukan dalam rangka menyelesaikan mata kuliah Tugas Akhir yang merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu penelitian ini juga merupakan suatu bukti nyata yang diberikan almamater dalam rangka pengabdian masyarakat dalam bentuk teknologi tepat guna.

Banyak pihak yang telah membantu selama pengerjaan penelitian ini, oleh karena itu pada kesempatan ini kami sampaikan tarima kasih kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar kami, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwa kami.
2. Bapak dan Ibu tercinta beserta kakak, adik, anggota keluarga, dan orang - orang yang kami cintai atas doa dan dukungannya.
3. Bapak **Giri Nugroho, ST, M.Sc** dosen pembimbing mata kuliah Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi – ITS yang telah banyak memberikan bimbingan dan nasehat kepada kami.

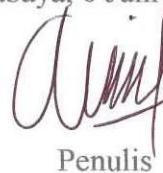
4. Bapak **Wahyu Kustriratno, S.Pd** selaku instruktur pembimbing mata kuliah tugas akhir di UPT-PK Disnaker Surabaya.
5. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd** selaku koordinator program studi D3 Teknik Mesin di UPT-PK Disnakertransduk Surabaya.
6. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku koordinator mata kuliah tugas akhir.
7. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan bimbingan.
8. Bapak Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
9. Seluruh dosen dan staf pengajar Departemen D3 Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama menimba ilmu di bangku kuliah.
10. Seluruh Keluarga DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI - ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin..

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan,

keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Teknik Mesin Kerjasama Disnakertransduk Fakultas Vokasi - ITS pada khususnya.

Surabaya, 8 Juni 2018



Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	
ABSTRACT	
KATA PENGANTAR	
DAFTAR ISI	
DAFTAR GAMBAR	
DAFTAR TABEL	
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar belakang	1
1.2 Perumusan masalah	3
1.3 Batasan masalah	3
1.4 Tujuan	4
1.5 Sistematika penulisan	4
1.6 Manfaat	5
BAB II TINJAUAN TEORI	
2.1 Handlebar sepeda	7
2.1.1 Motor AC	8
2.1.2 Pipa Baja AISI 4130	9
2.2 Mesin pemotong	9
2.2.1 Perhitungan gaya potong	10
2.2.2 Kecepatan pemotongan	11
2.2.3 Kecepatan makan	12
2.2.4 Laju penghasilan geram	13
2.2.5 Kedalaman pemotongan	14
2.2.6 Torsi motor pemutar pipa	14
2.2.7 Daya motor yang dibutuhkan	15
2.3 Roda gigi	15
2.3.1 Circular pitch	16
2.3.2 Diametral pitch	16
2.4 Perencanaan poros	17
2.4.1 Hal Penting dalam Perencanaan	17
2.4.2 Analisa Gaya	19
2.4.3 Momen Torsi	21

2.4.4 Momen Gabungan.....	21
2.4.5 Diameter Poros.....	22
2.5 Perencanaan pasak.....	23
2.5.1 Kedudukan Pasak Benam.....	23
2.5.2 Perhitungan Pasak.....	24
2.6 Ciri-ciri pneumatik.....	28
2.7 Pneumatik.....	30
2.8 Persamaan dasar pneumatik.....	30
2.8.1 Hukum Pascal.....	30
2.8.2 Hukum Boyle.....	32
2.9 Sistem kontrol pneumatik.....	32
3.0 Komponen-komponen pneumatik.....	33
BAB III METODOLOGI	
3.1 Diagram Alir	57
3.2 Tahapan Proses Pembuatan	58
3.3 Desain Mesin	60
3.4 Prosedur Pengoperasian.....	61
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	
4.1 Analisa gaya	63
4.1.1 Perhitungan gaya potong.....	63
4.1.2 Kecepatan pemotongan.....	66
4.1.3 Kecepatan makan.....	66
4.1.4 Kedalaman pemotongan.....	68
4.1.5 Laju penghasilan geram.....	69
4.1.6 Perhitungan torsi motor pipa.....	70
4.1.7 Perhitungan daya motor pipa.....	71
4.1.8 Perhitungan gaya tekan pipa.....	72
4.2 Roda gigi.....	73
4.2.1 Circular pitch.....	73
4.2.2 Diametral pitch.....	74
4.3 Poros dan pasak.....	74
4.3.1 Gaya tangensial pada pasak.....	74
4.3.2 Tegangan geser yang ditimbulkan...75	
4.3.3 Jenis bahan poros yang digunakan...75	

4.3.4 Free body diagram.....	76
4.3.5 Diameter bahan poros.....	77
4.4 Perencanaan penghitungan pasak.....	78
4.4.1 Perencanaan gaya pada pasak.....	78
4.4.2 Tinjauan terhadap tegangan geser...	78
4.5 Perencanaan komponen pneumatik.....	79
4.5.1 Perhitungan kapasitas silinder.....	79
4.5.2 Perencanaan diameter pipa.....	83
4.5.3 Perencanaan valve.....	85
4.5.4 Perencanaan frl.....	86
4.5.5 perencanaan compressor.....	86
4.6 Diagram sirkuit pneumatic.....	86
4.7 Diagram notasi silinder kerja.....	87
4.8 Diagram gerak langkah silinder.....	88
4.9 Modifikasi yang dilakukan.....	88
4.10 Pengukuran kapasitas mesin.....	89
4.11 Hasil pengujian.....	90
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	93
5.2 Saran	94
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

Daftar Gambar

Gambar 1.1 Proses pemotongan di UD Rohmat.....	2
Gambar 1.2 Alat dan Hasil pemotongan.....	3
Gambar 2.1 Handlebar Sepeda Angin.....	7
Gambar 2.2 Motor AC.....	8
Gambar 2.3 Pipa Baja AISI 4130.....	9
Gambar 2.4 Analisis Gaya Potong.....	10
Gambar 2.5 Roda gigi.....	16
Gambar 2.6 Gaya Yang Bekerja Pada Rol.....	20
Gambar 2.7 Kontruksi Poros, Pasak Dan Hub.....	23
Gambar 2.8 Kedudukan Pasak Pada Porosnya.....	24
Gambar 2.9 Tegangan Geser Pada Pasak.....	25
Gambar 2.10 Tegangan Kompresi Pada Pasak.....	27
Gambar 2.11 Sistem Pneumatik.....	30
Gambar 2.12 Ilustrasi Hukum Pascal.....	31
Gambar 2.13 Ilustrasi Hukum Boyle Mariote.....	32
Gambar 2.14 Full Pneumatik Controler.....	33
Gambar 2.15 Frl.....	35
Gambar 2.16 <i>One Way Flow Control Valve</i>	38
Gambar 2.17 Tipe <i>Meter In</i> Dan Tipe <i>Meter Out</i>	39
Gambar 2.18 Katup 5/2 Directional Control Valve Tipe Poppet Dengan Dudukan Bola.....	40
Gambar 2.19 Katub 5/2 Directional Control Valve Tipe Slide.....	41
Gambar 2.20 Katub 5/2 Selenoid Tunggol.....	42
Gambar 2.21 Katub 5/2 Selenoid Tunggol.....	43
Gambar 2.22 Simbol <i>Double Selenoid Valve</i>	43
Gambar 2.23 Katub Selenoid Ganda 5/2 <i>Way</i>	44
Gambar 2.24 Katub Manual Dengan Sistem Tuas.....	44
Gambar 2.25 <i>Double Acting Cylinder</i>	46
Gambar 2.26 Simbol <i>Double Acting Cylinder</i>	46
Gambar 2.27 Klasifikasi Kompresor.....	50
Gambar 2.28 Kompresor Torak Resiprokal.....	51
Gambar 2.29 Kompresor Torak Dua Tingkat Sistem Pendingin Udara.....	52
Gambar 2.30 Kompresor Diafragma.....	52

Gambar 2.31 Kompresor Rotari.....	53
Gambar 2.32 Kompresor Sekrup.....	53
Gambar 2.33 Kompresor Root Blower.....	54
Gambar 2.34 Kompresor Radial.....	55
Gambar 2.35 Kompresor Aliran Aksial.....	55
Gambar 3.1 Diagram Alir Atau Flowchart.....	57
Gambar 3.2 Desain Mesin.....	61
Gambar 4.1 Percobaan Mendapatkan Gaya Tekan Dengan Menggunakan Pegas Tarik.....	70
Gambar 4.2 Free Body Diagram.....	76
Gambar 4.3 Dimensi Pasak.....	78
Gambar 4.4 Diagram Sirkuit.....	87
Gambar 4.5 Diagram Notasi Silinder.....	87
Gambar 4.6 Diagram Gerak Langkah.....	88
Gambar 4.7 Foto Mesin Pemotong Pipa.....	89
Gambar 4.8 Hasil Cutting Dengan Pressure 6 Bar.....	91
Gambar 4.9 Hasil Cutting Dengan Pressure 7 Bar.....	92
Gambar 4.10 Hasil Cutting Dengan Pressure 8 Bar.....	92

DAFTAR TABEL

TABEL 4.1 Spesifikasi Baja AISI 4130.....	61
TABEL 4.2 Data Percobaan Gaya Tekan.....	70
TABEL 4.2 Percobaan Pemotongan pipa.....	88

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

UD. Rohmat yang beralamat di Ngingas, Sidoarjo beroperasi dalam bidang pembuatan komponen-komponen dari sepeda angin, salah satunya *handlebar* (*handlebar* adalah setang steer pada sepeda yang gunanya untuk mengendalikan sepeda saat berjalan). Sepeda angin sekarang lebih diminati dikarenakan adanya kegiatan setiap hari minggu di kota Surabaya yaitu Car Free Day (hari tanpa mobil). Selain itu bahan baku dalam pembuatan *handlebar* sepeda adalah pipa dengan diameter 22 mm dan panjang total pipa 6000 mm. Pipa tersebut selanjutnya dipotong dengan panjang 100 mm dan diproses secara lanjut. Pada mitra proses pemotongan pipa masih menggunakan gerinda duduk.

Pemotongan menggunakan gerinda duduk memiliki kelemahan, Salah satunya adalah sisi pipa yang dipotong terlalu kasar sehingga perlu dilakukan proses penghalusan, proses penghalusan sendiri menggunakan gerinda penghalus. Hal ini memerlukan waktu yang lama karena masih menggunakan cara manual. Sehingga waktu produksi semakin lama. Kemudian *Handlebar* sepeda angin tersebut dikirim ke pabrik sepeda lokal di Surabaya. Akan tetapi dengan proses pemotongan *handlebar* yang masih manual tersebut UD. Rohmat belum bisa memenuhi permintaan pasar. Karena UD. Rohmat hanya bisa memproduksi 80 *handlebar* dari total 100 *handlebar* dalam seminggu. Sehingga dilakukan sistem bagi hasil untuk memenuhi kekurangan produksi UD. Rohmat.



Gambar 1.1 Proses pemotongan di UD Rohmat

Oleh karena itu, melalui program kreativitas mahasiswa. Telah dirancang mesin “*CUPIMAC*” Cutting Pipe Machine yang memiliki beberapa kelebihan dibandingkan dengan memotong pipa menggunakan gerinda duduk, yaitu mempercepat proses pemotongan handlebar. Setelah ditinjau melalui mekanisme kerjanya, alat ini masih memiliki kekurangan pada proses penekanan karena alat ini masih menggunakan tuas untuk melakukan proses pemotongan sehingga hasil yang didapatkan masih kurang optimal. Oleh karena itu, melalui tugas akhir ini kami menyempurnakan alat ini dengan menambahkan sistem pneumatik didalamnya. Dimana dengan menambahkan sistem pneumatik ini mampu mempermudah proses pemotongan dan mampu memberikan gaya tekan yang lebih besar dibandingkan menggunakan handle atau tuas. Dengan adanya sistem pneumatik ini dapat meringankan kinerja dari operator atau pengguna untuk alat ini.



Gambar 1.2 Alat dan Hasil Pemotongan
(dokumentasi penulis)

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diselesaikan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Berapa gaya potong yang dihasilkan pada saat proses pemotongan handlebar?
2. Berapa torsi dan daya motor yang dibutuhkan untuk memutar pipa?
3. Berapa kapasitas silinder dan diameter pipa yang digunakan untuk perencanaan pada pneumatik?
4. Bagaimana hasil pengujian mesin tersebut?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil untuk tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Material Handlebar yang digunakan adalah pipa baja AISI 4130 dengan diameter 22 mm dan panjang total pipa 6000 mm.
2. Kekuatan rangka mesin (sambungan las), dan keseimbangan rangka pada mesin tidak dihitung atau dinyatakan aman.
3. Desain pola pemotongan tidak dibahas atau dinyatakan aman.

4. Kekuatan besi pola pemotongan tidak dihitung, di bahas atau dianggap aman.

1.4 Tujuan

Tujuan yang akan dicapai dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mendapatkan hasil perhitungan gaya potong yang sesuai untuk pemotongan pipa.
2. Mendapatkan hasil perhitungan torsi dan daya motor yang dibutuhkan.
3. Mendapatkan perencanaan perhitungan kapasitas silinder dan perhitungan diameter pipa yang sesuai.
4. Mendapatkan hasil pengujian yang baik dan sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi, sistematika penulisan, dan relevansi.

BAB II Dasar Teori

Membahas tentang teori serta konsep sistem kontrol pneumatik dan komponen-komponen yang berkaitan dengan mesin pemotong pipa.

BAB III Metodologi

Membahas tentang diagram alir beserta penjelasan, dan menjelaskan prinsip kerja mesin pemotong pipa.

BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan analisa gaya-gaya dan sistem pneumatik yang terjadi.

BAB V Penutup

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis.

1.6 Manfaat

Manfaat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Meningkatkan produktivitas UKM UD. Rohmat dengan mempercepat proses pemotongan pada Handlebar.
2. Memperbaiki hasil potongan Handlebar.
3. Mengurangi resiko kecelakaan kerja pada saat proses.
4. Dapat menghasilkan produk Handlebar yang diharapkan dan sesuai.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai Handlebar sepeda, mesin pemotong pipa, roda gigi, poros, pasak dan sistem pneumatik.

2.1 Handlebar Sepeda

Handlebar atau setang adalah komponen penting pada sepeda sebagai alat kendali dan juga penyeimbang sepeda. Berdasarkan peruntukannya, handlebar memiliki berbagai jenis, bentuk, ukuran dan juga bahan, bahkan untuk satu jenis sepeda sekalipun. Dari segi bahan, bahan utama handlebar biasanya adalah besi, aluminium, dan serat karbon, bahkan adapula yang berbahan titanium, atau bahan campuran seperti chromoly. Perbedaan bahan ini juga yang menjadikan keberagaman harga handlebar, harga termahal tentu saja adalah yang berbahan titanium, sedangkan yang termurah adalah berbahan besi. Meskipun begitu, banyak pegowes yang cenderung membeli setang dengan bahan aluminium atau chromoly, karena selain anti karat, lebih ringan, juga harganya tidak begitu mahal, soal ketahanan, itu tergantung dari pemakaian.



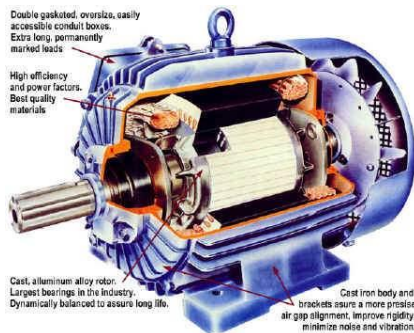
Gambar 2.1 Handlebar Sepeda Angin
(Sumber : “UD. Rohmat” Industri Rumahan Pengerajin
Setang stir Milik Bapak Rohmat)

2.1.1 Motor AC

AC motor merupakan motor listrik yang digerakkan oleh arus bolak balik yang dapat mengubah energi listrik menjadi mekanik. Energi mekanik ini terbuat dari memanfaatkan gaya atau *force* yang dihasilkan oleh medan magnet berputar yang karena adanya arus bolak-balik yang mengalir melalui kumparannya. AC motor terdiri dari dua komponen utama :

- a. Stator stasioner yang ada di bagian luar.
- b. Rotor dalam yang menempel pada poros output.

AC motor dapat bergerak melalui prinsip kemagnetan. AC motor sederhana berisi sebuah kumparan / *coils* dan dua magnet tetap (*fixed magnets*) yang mengelilingi poros. Ketika muatan listrik diterapkan pada kumparan, maka kumparan tersebut akan menjadi elektromagnet dan kemudian akan menghasilkan medan magnet. Hal tersebut akan membuat kumparan bergerak dan mulai putar, sehingga motor pun dapat bekerja. (Suharno, 2012)



Gambar 2.2 Motor AC

(<http://www.micromotcontrols.com/images/cutsection.jpg>)

2.1.2 Pipa Baja AISI 4130

Pipa adalah istilah untuk benda silinder yang berlubang dan digunakan untuk memindahkan zat hasil pemrosesan seperti cairan, gas, uap, zat padat yang dicairkan maupun serbuk halus. Pipa mempunyai banyak ukuran, mulai dari yang terkecil dengan ukuran diameter 1/2 inch sampai ukuran yang sangat besar dengan diameter 72 inch atau kira2 1.8 meter. Spesifikasi umum dapat dilihat pada ASTM (American Society of Testing Materials). Pipa sendiri di mesin *pemotong pipa* berfungsi sebagai benda kerja untuk handlebar sepeda angin.



Gambar 2.3 Pipa baja AISI 4130
(Sumber: www.precision-steeltube.com)

2.2 Mesin Pemotong

Mesin Pemotong atau sering disebut mesin pres adalah mesin yang berfungsi untuk memotong berbagai macam bahan dan bentuk. Seperti besi, aluminium, dan serat karbon, bahkan adapula yang berbahan titanium, atau bahan campuran seperti chromoly dengan pisau pond sebagai pemotongnya.



Gambar 2.4 Analisis gaya potong
(Sumber : Dokumentasi penulis)

2.2.1 Perhitungan Gaya Potong

Gaya potong dihitung dengan melihat tabel 4.1 untuk mengetahui nilai gaya tekan pipa kemudian digunakan persamaan 4.1 yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_c = \sigma_c \cdot A_{mp} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana:

F_c = gaya potong (N)

A_{mp} = luasan mata potong yang menyentuh botol (mm^2) dapat dihitung dengan cara mencari panjang busur dari mata potong yang sesaat menyentuh pipa

σ_c = kekuatan tarik pipa (dapat dilihat pada tabel 4.1)

Luasan yang digunakan adalah luasan mata potong yang sesaat mengenai pipa, sehingga harus ditemukan terlebih dahulu panjang busur dari mata potong lalu dikalikan tebal dari mata potong. Untuk mencari panjang busur dari mata potong dapat digunakan rumus sebagai berikut:

$$\frac{\alpha}{360^\circ} = \frac{l_{mp}}{\pi \cdot D} \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana:

α = sudut mata potong yang sesaat menyentuh pipa ($^\circ$)

D = diameter mata potong (mm)

l_{mp} = panjang busur mata potong yang sesaat menyentuh pipa (mm)

2.2.2 Kecepatan Pemotongan

Pengertian kecepatan potong adalah kecepatan dari permukaan terluar benda kerja yang diputar oleh motor yang mengenai mata potong, sehingga untuk benda kerja berbentuk silinder digunakan diameter terbesar (diameter awal). Apabila benda kerja berbentuk silinder tersebut diputar maka seluruh permukaan dari benda kerja tersebut mengalami gaya potong sehingga permukaan terluar dari benda kerja yang diputar adalah keliling dari benda kerja tersebut.

(Sumber: www.slideshare.net/)

Jadi, kecepatan potong dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:

v_c = kecepatan potong (mm/min)

D = diameter awal benda kerja (mm)

n = putaran spindle (rpm)

2.2.3 Kecepatan Makan

Pengertian kecepatan makan adalah perpindahan jarak mata potong terhadap benda kerja baik secara vertikal maupun horizontal setiap menitnya. (Sumber://www.slideshare.net/)

Jadi, kecepatan makan diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini :

$$v_f = f \cdot n \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:

v_f = kecepatan makan (mm/min)

f = gerak makan (mm/ putaran)

n = putaran poros utama (putaran/ menit)

Disini, untuk menemukan gerak makan (f) dilakukan pendekatan dengan menghitung berapa banyak putaran yang diperlukan untuk memotong pipa dengan ketebalan yang sudah diketahui. Dari percobaan yang sudah dilakukan, untuk memotong pipa dengan ketebalan 1,2 mm dibutuhkan waktu selama 15 detik atau 1/4

menit. Sehingga gerak makan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$f = \frac{t_b}{z} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana:

f = gerak makan (mm/putaran)

t_b = tebal pipa (mm)

z = banyaknya putaran yang dibutuhkan untuk memotong satu pipa (putaran)

Untuk menemukan banyak putaran yang dibutuhkan dilakukan pendekatan dengan menghitung waktu pemotongan hingga pipa terpotong dikali dengan putaran motor setiap menit. Sehingga dapat dihitung sebagai berikut:

$$z = t_c \cdot n \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana:

z = banyaknya putaran yang dibutuhkan untuk memotong satu pipa (putaran)

t_c = waktu yang dibutuhkan hingga pipa terpotong (menit)

n = putaran motor (rpm)

2.2.4 Laju Penghasilan Geram

Pengertian laju penghasilan geram adalah volume material yang dipindahkan per satuan waktu yang dinyatakan dengan mm^3/min . (Sumber: Kalpakjian, 2009)

Jadi, laju penghasilan geram dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungannya dengan rumus di bawah ini:

$$V = f \cdot h_c \cdot v_f \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana:

V = laju penghasilan geram (mm³/min)

f = gerak makan (mm/putaran)

h_c = kedalaman potong (mm)

v_f = kecepatan makan (mm/min)

2.2.5 Kedalaman Pemotongan

kedalaman pemotongan pada benda kerja berbentuk silinder dapat diperoleh dengan pendekatan perhitungan berikut:

$$h_c = \frac{(D-d)}{2} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

h_c = kedalaman pemotongan (mm)

D = diameter awal/sebelum diproses (mm)

d = diameter akhir/sesudah diproses (mm)

2.2.6 Torsi Motor Pemutar Pipa

Pengertian dari torsi adalah ukuran yang digunakan untuk gaya yang menyebabkan suatu gerak putar. (Sumber: <http://lancet.mit.edu/>)

Sehingga torsi dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini:

$$T = F_r \cdot r \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

F_r = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani pipa (kgf)

r = jari-jari pipa (mm)

2.2.7 Daya Motor Yang Dibutuhkan

Daya motor dapat diartikan sebagai satuan kerja per satuan waktu yang dihasilkan oleh motor tersebut. (Sumber://www.physicsclassroom.com/)

Sehingga daya motor dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini:

$$T = 974.000 \frac{N}{n} \dots\dots\dots(3.0)$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

P = daya motor (kW)

n = putaran motor (rpm)

2.3 Roda Gigi

Roda gigi adalah bagian dari mesin yang berputar yang berguna untuk mentransmisikan daya. Roda gigi memiliki gigi-gigi yang saling bersinggungan dengan gigi dari roda gigi yang lain. Dua atau lebih roda gigi yang bersinggungan dan bekerja bersama-sama disebut sebagai transmisi roda gigi, dan bisa menghasilkan keuntungan mekanis melalui rasio jumlah gigi. Roda gigi mampu

mengubah kecepatan putar, torsi, dan arah daya terhadap sumber daya. (Suhariyono, 2012)



Gambar 2.5 Roda gigi

2.3.1 Circular pitch

Jarak bagi lingkaran (p) : didefinisikan sebagai jarak gigi yang diukur pada pitch circle, yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. Circular pitch ini diperlukan agar gigi dalam satu roda gigi mempunyai besar yang sama. Sehingga besarnya circular pitch dapat dinyatakan dengan keliling lingkaran dibagi dengan jumlah gigi.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N_t} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana : d = diameter pitch
 N_t = jumlah gigi

2.3.2 Diametral pitch

Diametral pitch (D_{tp}) : didefinisikan sebagai jumlah gigi (N_t) pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circle-nya (d).

$$D_{tp} = \frac{N_t}{d} \quad \text{atau} \quad \pi = p \cdot D_{tp} \dots\dots\dots(3.2)$$

Dimana : N_t = jumlah gigi
 d = diameter pitch circle

2.4 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir setiap mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peran utama seperti itu dipegang oleh poros. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut: (*Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1*)

1. Poros Transmisi (line shaft)

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntung dan lentur. daya ditransmisikan kepada poros melalui kopling, roda gigi, belt, sproket atau rantai,dll.

2. Spindel

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

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.

2.4.1 Hal Penting dalam Perencanaan

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

(*Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1*)

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 dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.4.2 Analisa Gaya

Saat poros berputar mengelilingi sumbu putar, titik P pada gambar 2.5 berada sepanjang garis lingkaran.

Tingkat waktu perubahan pada posisi sudut, yang kemudian disebut kecepatan sudut (*omega*) terjadi selama waktu percepatan konstan pada waktu tertentu, yang dapat dihitung dengan rumus: (*sumber : R.C. Hibeller, Dynamics 12th, 314*)

$$\omega = \frac{2 \pi \cdot n_2}{60} \dots\dots\dots(3.3)$$

Dimana:

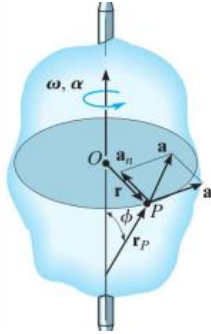
ω = kecepatan sudut ; rad/s
 n_2 = putaran poros ; rpm

Percepatan sudut (*alpha*) untuk mengukur tingkat waktu perubahan waktu pada kecepatan sudut. Besarnya dapat diketahui dengan rumus:

$$\alpha = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\Delta t} \dots\dots\dots(3.4)$$

Dimana:

ω_0 = kecepatan sudut awal ; rad/s
 ω_1 = kecepatan sudut saat beroperasi ; rad/s
 α_s = percepatan sudut ; rad/s²
 Δt = waktu yang diperlukan dari keadaan diam sampai konstan ; s



Gambar 2.6 Gaya yang bekerja pada roll

Percepatan titik P pada gambar 2.5 dapat diketahui pada percepatan normal (α_n) dan percepatan tangensial (α_t), dimana untuk mendapatkan nilai percepatan tersebut menggunakan rumus:

(sumber : R.C. Hibeller, *Dynamics 12th*, 317)

$$\begin{aligned}\alpha_t &= \alpha r \dots\dots\dots(3.5) \\ \alpha_n &= \omega^2 r\end{aligned}$$

Dimana:

- α_t = percepatan tangensial ; m/s^2
- α_n = percepatan normal ; m/s^2
- α = percepatan ; rad/s^2
- r = jari-jari tabung ; m

karena percepatan tangensial α_t dan percepatan normal α_n tegak lurus satu sama lain, besar akselerasi bisa ditentukan dengan dalil *pythagoras* yaitu:

(sumber : R.C. Hibeller, *Dynamics 12th*, 317)

$$\alpha = \sqrt{\alpha_t^2 + \alpha_n^2} \dots\dots\dots(3.6)$$

Dimana :

α = resultan percepatan ; m/s²

Untuk mencari nilai gaya yang bekerja menggunakan hukum newton kedua yaitu:

$$F = m \cdot \alpha \dots\dots\dots(3.7)$$

Dimana:

F = gaya ; kgf

m = masa rempeyek ; kg

α = percepatan ; m/s²

2.4.3 Momen Torsi

Untuk mencari besar momen puntir pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 7)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots\dots\dots(3.8)$$

Dimana :

T = Momen puntir ; kgf.mm

P_d = Daya rencana ; kW

2.4.4 Momen Gabungan

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

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(3.9)$$

Dimana :

- M = Momen bending gabungan ; kgf.mm
- M_H = Momen bidang horizontal ; kgf.mm
- M_V = Momen bidang vertikal ; kgf.mm

2.4.5 Diameter Poros

Ada suatu cara perhitungan yang populer dimana dicari lebih dahulu momen puntir ekuivalen yang dihitung menurut teori tegangan geser maksimum, dan momen lentur yang diperoleh dengan teori tegangan normal maksimum (τ_{max}). (Sumber : Sularso, 2004 Halaman 8)

Maka dengan menggunakan teori tegangan geser maksimum dan penggabungan momen dan torsi, didapatkan pertambahan rumus:

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$\tau_{max} = \frac{0,5 \text{ Syp}}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Untuk mencari diameter poros dapat diuraikan menjadi:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 s_{yp} \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \dots\dots\dots(4.0)$$

Dimana:

- τ_{max} = tegangan geser maksimum ; psi
- D = diameter poros ; mm

S_{yp} = kekuatan tarik ; psi

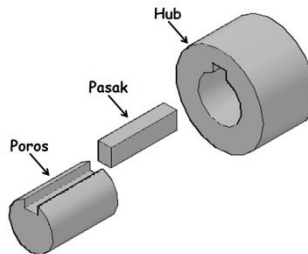
N = faktor keamanan

2.5 Perencanaan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian elemen mesin seperti roda gigi, sproket, pullet, kopling dll. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Fungsi yang serupa dengan padak dilakukan pula pada spiline dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman23)

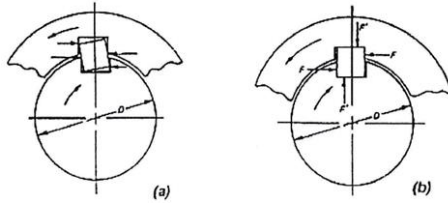


Gambar 2.7 Konstruksi Poros, Pasak Dan Hub

2.5.1 Kedudukan Pasak Benam

Kelonggaran yang mungkin terjadi pada sebuah komponen (pasak) yang menjadikan masalah pada analisis tegangan kompleks yang tidak sepenuhnya dipahami. Pada gambar 2.7 a mengilustrasikan tentang bagaimana posisi pasak diputar menghasilkan distribusi tegangan yang parah dan kompleks di sisi dan di tepi dari pasak.

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 365)



Gambar 2.8 Kedudukan Pasak Pada Porosnya

- A Loose fit in the keyway
- A tight fit in the keyway

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat gambar 2.7 bMembuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan hal ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

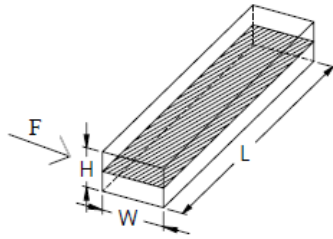
2.5.2 Perhitungan Pasak

Analisis perhitungannya pada pasak dapat dilakukan ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi akibat putaran poros.

- **Tinjauan terhadap tegangan geser**

Jika momen rencana dari poros adalah T (kg.mm) dan diameter poros d_s (mm), maka gaya tangensial F (kg) yang terjadi pada permukaan poros seperti pada gambar 2.8.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman25)



Gambar 2.9 tegangan geser pada pasak

Maka gaya geser yang bekerja pada penampang mendatar $W \times L$ oleh gaya F . Dengan demikian tegangan geser (kg/mm^2) yang ditimbulkan adalah
(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman 366 - 367)

$$T = \frac{F}{D/2}$$

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W.L} = \frac{2T}{W.L.D} \dots\dots\dots(4.1)$$

Dimana :

W = lebar ; mm

L = panjang ; mm

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

Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan geser menggunakan rumus:

(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman 367)

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

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{F}{0,5 H L} \leq \frac{0,58 S_{yp}}{N}$$

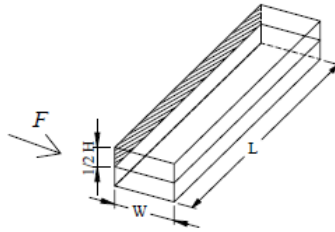
$$L \geq \frac{2 T N}{W D \cdot 0,58 S_{yp}}$$

Harga faktor keamanan menurut buku sularso tahun 2004 halaman 25, angka faktor keamanan sebagai berikut:

- 1 – 1,5 = beban yang dikenakan secara perlahan-lahan
- 1,5 – 3 = dikenakan tumbukan ringan
- 2 – 5 = dikenakan secara tiba-tiba tumbukan berat.

• Tinjauan terhadap tegangan kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” yang terkena gaya sehingga menyebabkan terjadi tegangan kompresi pada setengah permukaan samping seperti gambar dibawah ini:



Gambar 2.10 tegangan kompresi pada pasak

Maka tegangan kompresi akibat gaya tangensial F pada permukaan pasak adalah:

(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman367)

$$T = \frac{F}{0,5 D/2}$$

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W/2) L} = \frac{4T}{W.L.D} \dots\dots\dots(4.2)$$

Dimana :

A = luas bidang kompresi pada pasak

$$= 0,5 H \times L$$

$$S_c = S_{yp} / N$$

Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan kompresi menggunakan rumus:

(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman367)

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

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\sigma_c \leq |\sigma_c|$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

$$\frac{F}{0,5 HL} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{F N}{0,5 H D S_{yp}}$$

2.6 Ciri-Ciri Pneumatik

Pengertian pneumatik meliputi alat-alat penggerakan, pengukuran, pengaturan, pengendalian, perhubungan, dan perentangan yang meminjam (mengambil) gaya dan penggerakannya dari udara mampat.

Persaingan antara alat-alat pneumatik dengan alat-alat mekanik, hidrolik, atau elektrik makin menjadi besar, sering kali sistem-sistem pneumatik diutamakan karena :

1. Paling banyak dipertimbangkan untuk beberapa hal dalam mekanisasi dan otomasi
2. Dapat bertahan lebih baik terhadap keadaan kerja tertentu.

Ciri-ciri pneumatik dapat dilihat dari keuntungannya dibandingkan dengan menggunakan peralatan hidrolik minyak atau peralatan listrik:

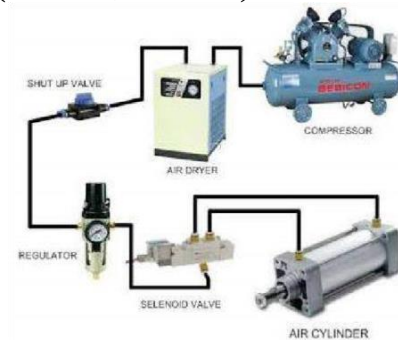
1. Fluida kerja yang mudah didapat dan mudah diangkat karena udara dimana saja tersedia dengan jumlah yang tak terhingga dan saluran balik tidak diperlukan karena udara bekas dapat dibuang dengan bebas sedangkan pada sistem elektrik dan hidrolik memerlukan saluran balik.

2. Aman terhadap kebakaran dan ledakan, dalam ruang dengan resiko timbulnya kebakaran, alat-alat pneumatik digunakan tanpa dibutuhkan pengamanan yang mahal dan luas.
3. Rasional (menguntungkan), pneumatik adalah 40-50 kali lebih murah dari pada tenaga otot. Hal yang sangat penting pada mekanisasi dan otomasi produksi serta komponen-komponen untuk peralatan pneumatik tanpa pengecualian adalah lebih murah jika dibandingkan dengan komponen-komponen peralatan hidrolik.
4. Energi pneumatik dihantarkan melalui pipa untuk menjalankan alat-alat mekanik, kecepatan dapat diatur secara bebas pengontrol dan gaya pendorong diatur oleh valve pengontrol tekanan, dan selang-selang elastik memberi kebebasan pindah yang besar sekali dari komponen pneumatik ini
5. Sirkuit pneumatik pada umumnya memakai tekanan 6-12 kgf/cm², menghasilkan output yang lebih dari sirkuit hidrolik, maka dari itu lebih cocok untuk pengerjaan ringan (light duty)
6. Udara bertekanan mempunyai tahanan dan resistansi yang kecil terhadap aliran (Flow) dan dapat disalurkan dengan cepat dari pada tenaga hidrolik.
7. Udara kempa merupakan media kerja yang sangat cepat. Ini memungkinkan kecepatan kerja tinggi untuk dapat tercapai. Dengan komponen-komponen udara kempa, kecepatan dan daya mampu diubah-ubah secara tak terbatas.

2.7 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 2.11 Sistem Pneumatik

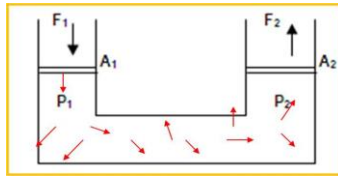
2.8 Persamaan Dasar Pneumatik

Sebagai hukum-hukum dasar udara bertekanan, terdapat hukum pascal dan hukum boyle.

2.8.1 Hukum Pascal

Tentang perpindahan tekanan statis, terdapat hukum pascal yang secara eksperimen dibuktikan Blaise Pascal. Melalui penelitiannya, pascal berkesimpulan bahwa apabila tekanan diberikan pada fluida yang memenuhi sebuah ruangan tertutup, tekanan tersebut akan diteruskan oleh fluida tersebut ke segala arah

dengan besar yang sama tanpa mengalami pengurangan. Berdasarkan hukum pascal ini diperoleh prinsip bahwa dengan gaya yang kecil dapat menghasilkan suatu gaya yang lebih besar.



Gambar 2.12 Ilustrasi Hukum Pascal

Secara analisis sederhana, Hukum Pascal dapat digambarkan seperti pada gambar 2.1. Tekanan oleh gaya sebesar F_1 terhadap pipa 1 yang memiliki luas penampang pipa A_1 , akan diteruskan oleh fluida menjadi gaya angkat sebesar F_2 pada pipa 2 yang memiliki luas penampang pipa A_2 dengan besar tekanan yang sama. Oleh karena itu, secara matematis Hukum Pascal ditulis sebagai berikut:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} \quad \text{.....(persamaan 4.3)} \quad (\text{Esposito, 2003})$$

Sehingga tekanan sebesar P akan diteruskan ke segala arah atau ke semua bagian pada sistem, sehingga permukaan A_2 terangkat dengan gaya sebesar :

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{..... (persamaan 4.4)} \quad (\text{Esposito, 2003})$$

Dimana:

F_1 = gaya pada pengisap pipa 1,

A_1 = luas penampang pengisap pipa 1,

F_2 = gaya pada pengisap pipa 2, dan

A_2 = luas penampang pengisap pipa 2

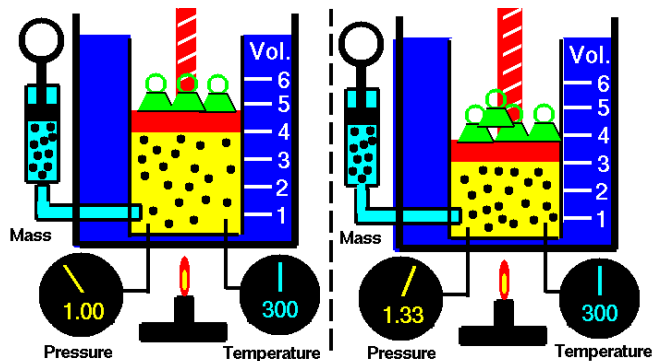
2.8.2 Hukum Boyle

Robert Boyle menyatakan tentang sifat gas bahwa massa gas (jumlah mol) dan temperature suatu gas dijaga konstan, sementara volume gas diubah ternyata tekanan yang dikeluarkan gas juga berubah sedemikian hingga perkalian antara takanan (P) dan volume (V), selalu mendekati konstan. Dengan demikian suatu kondisi gas adalah sempurna (ideal).

Kemudian hukum ini dikenal dengan Hukum Boyle dengan persamaan:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = \text{konstan} \dots\dots\dots (\text{persamaan 2.3})$$

(Esposito, 2003)



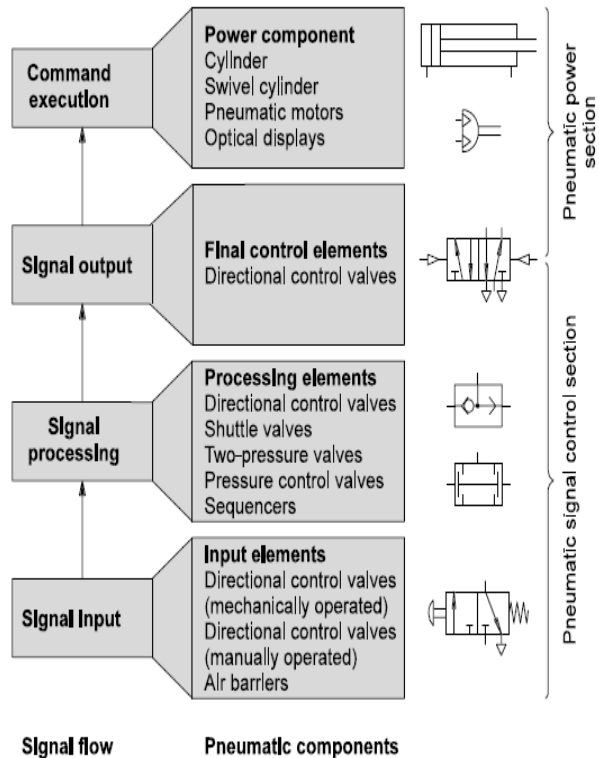
Gambar 2.13 Ilustrasi Hukum Boyle Mariote

2.9 Sistem Kontrol Pneumatik

- **Full Pneumatik Controller**

Dalam sistem full pneumatik *controller* semua gerakan rangkaian peralatan pneumatik dikontrol dengan peralatan pneumatik, sistem ini juga disebut sistem pneumatik murni. Disini rangkaian peralatan pneumatik

dapat bergerak karena adanya sinyal udara dari peralatan pneumatik lainnya.



Gambar 2.14 Full Pneumatik controler

(G and D, 2002)

2.10 Komponen-komponen Pneumatik

- **Pipa Pneumatik**

Pipa pneumatik ini berhubungan dengan sistem pendistribusian udara dalam pneumatik. Untuk mendistribusikan udara bertekanan dari kompresor ke

peralatan pneumatik lainnya maka diperlukan pipa yang berfungsi untuk menyalurkan udara bertekanan.

Pressure Losses Dalam Pipa Pneumatik

Didalam sistem pneumatik, kerugian tekanan pada pipa saluran pneumatik antara udara masuk kompresor hingga udara yang akan masuk ke dalam silinder (aliran terjauh) tidak boleh lebih dari 0,05 bar (Majumdar 1995).

$$\Delta P = \frac{1,6 \times 10^3 \times Q^{1,85} \times L}{d^5 p_1} \dots\dots\dots(\text{persamaan 4.5})$$

(Majumdar, 1995)

Dimana :

ΔP = Preassure Loss (Pa)

L = Panjang pipa saluran (m)

Q = Kapasitas silinder (m³/s)

P₁ = Tekanan Operasi (Pa)

• **FRL**

Udara yang dihisap oleh kompresor udara tidak bersih, karena adanya banyak jenis pencemar/pengotor di atmosfer. Untuk menghasilkan udara yang bersih dan bebas dari pencemaran, maka udara yang keluar harus disaring terlebih dahulu. 3 elemen yang ada didalam FRL adalah:

- a) Air filter
- b) Pressure regulator
- c) Lubricator



Gambar 2.15 FRL

a) **Air Filter (saringan udara)**

Udara diatmosfir 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 dudukan 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 keperalatan 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.

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. Setelah melewati unit filter, akan dihasilkan udara yang bersih dari partikel asap dan kotoran lainnya dan keluar melalui lubang udara keluar.

b) 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. Untuk membatasi aliran udara yang masuk ke sistem, dilakukan dengan cara memutar bagian warna biru (lihat gambar 2.10) sehingga tekanan akan sedikit demi sedikit berkurang.

Suatu sistem yang menggunakan tekanan harus mempunyai alat yang bisa mengukur tekanan yang dipakai untuk menjalankan system tersebut, Pressure Gauge pada sistem pneumatik digunakan untuk mengukur tekanan yang digunakan, baik tekanan dari kompresor ataupun tekanan system.

c) 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 pelumas:

1. Terjadinya penurunan 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 minyak 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.

- **Valve**

Sistem kontrol pneumatik terdiri dari komponen-komponen sinyal dan bagian kerja. Komponen-komponen sinyal dan kontrol menggunakan rangkaian atau 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.

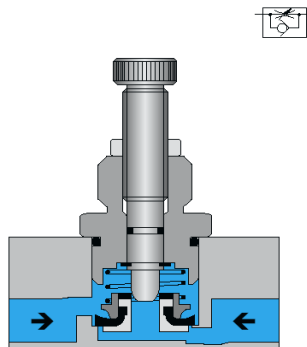
Menurut fungsinya, katub dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Pressure Control Valve (Katub Pengontrol Tekanan)
 2. Directional Control Valve (Katub Kontrol Arah)
 3. Flow Control Valve (Katub Pengontrol Aliran)
 4. Pressure Control Valve (Katup Pengontrol Tekanan)
- (Majumdar, 1995)

- **One way flow control valve**

Speed control valve adalah gabungan dari *throttle valve* dengan *check valve* yang disusun secara paralel. Katub ini juga disebut *one way flow control valve*.

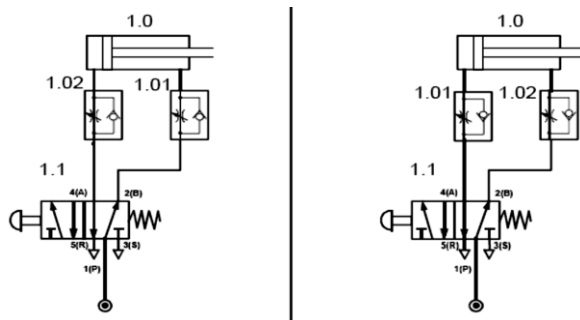
Flow control valve digunakan untuk mengontrol kecepatan aktuator pneumatik. Dengan katub jenis ini, aliran udara diatur hanya pada satu arah. Sebuah katub satu arah menutup aliran udara dan udara bisa mengalir hanya melalui penampang yang telah diatur. Pada arah yang berlawanan udara bisa mengalir secara bebas melalui katup satu arah terbuka. Katup ini digunakan untuk pengaturan kecepatan actuator, dan jika memungkinkan harus di pasang langsung pada silinder.



Gambar 2.16 One Way Flow Control Valve

Apabila udara mengalir, *check valve* terbuka dan udara dengan sendirinya akan mengalir baik melalui *throttle valve* maupun *check valve*. *Flow* seperti ini dinamakan dengan *free flow*. Apabila udara mengalir dengan arah yang terbalik, maka *check valve* otomatis akan tertutup dan aliran udaranya melalui *throttle valve*.

Umumnya *speed control valve* diletakkan di antara *directional control valve* dengan *actuator* (silinder). Dipakai dengan dua cara yaitu dengan *meter out* dan *meter in*. Dalam *meter out*, udara masuk dengan *free flow* tanpa ada halangan apapun sehingga tekanan udara dalam silinder naik segera. Udara *exhaust* dari silinder dikontrol oleh *control valve* sehingga *speed* dikontrol dengan stabil.



Gambar 2.17 Tipe *Meter In* dan Tipe *Meter Out*

Direction 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:

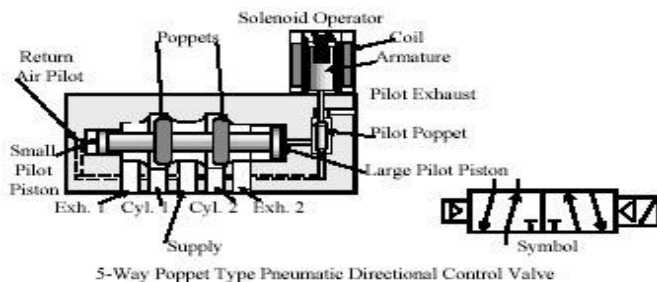
a. Directional Control Valve Tipe Poppet

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. Dudukan katup mempunyai beberapa bagian dudukan yang menjadi saluran pemakaian, dan karenanya katup tersebut mempunyai umur pelayanan yang panjang

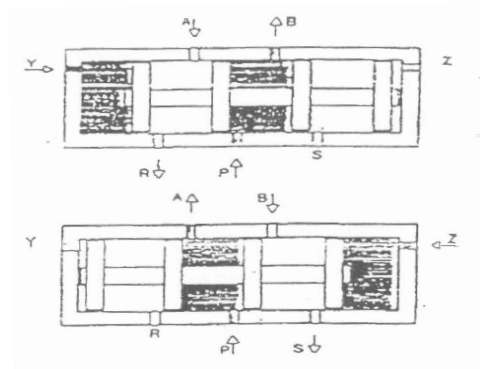


Gambar 2.18 Katup 5/2 Directional Control Valve tipe Poppet dengan Dudukan Bola

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 2.19 Katub 5/2 Directional control Valve Tipe Slide

2. Menurut Sistem Operasi Valve

Beberapa jenis sistem operasi katub kontrol arah, antara lain:

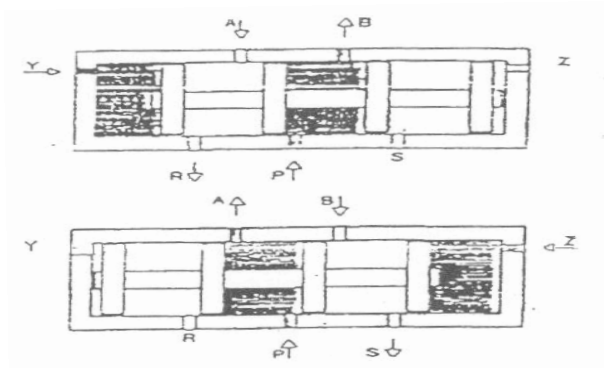
a. Solenoid -Valve

Valve yang digerakkan oleh selenoid (magnet) *valve* ini dibuka dan ditutup dengan gaya tarik selenoid. *Valve* jenis ini biasa digunakan dalam alat kontrol otomatis dengan sistem elektrik pneumatik. *Solenoid valve* digunakan secara luas untuk otomatisasi mesin industri.

Menurut jumlah selenoid yang dipakai katub, terdapat 2 tipe:

- *Single Solenoid Valve* (Katub Selenoid Tunggal)
- *Double Solenoid Valve* (Katub Selenoid Ganda)

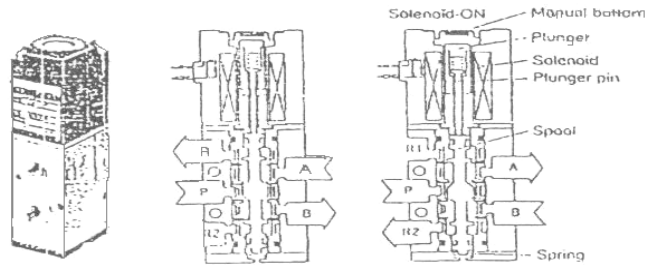
Tipe single selenoid mempunyai satu elektro magnet seperti gambar di bawah ini dan dengan gaya tarik magnet *valve* diganti posisinya (*change over*). Kemudian dengan mematikan listrik (*demagnetising*) *valve* kembali kedudukan semula dengan gaya spiral atau tekanan udara.



Gambar 2.20 Katub 5/2 Selenoid Tunggal

Ketika selenoid diubah keposisi *on*, pluyer (armatur) tertarik keatas melawan gaya pegas. Ini menyebabkan sambungan P dan A terhubung bersama. Ujung belakang (cakra punggung dari pada pluyer menutup saluran ke luar R. Apabila selenoid diubah pada posisi *off*, pegas mendorong pluyer diatas kedudukan katub bawah dan menutup saluran P ke A. Saluran kerja A dapat

membuang melalui R. Katub ini adalah katub saling melengkapi, dan dia melakukan waktu perubahan sangat singkat.



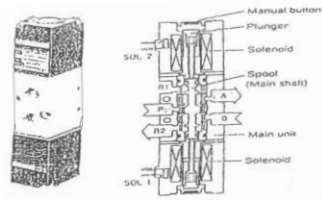
Gambar 2.21 Katub 5/2 Selenoid Tunggol

Simbol katub dengan menggunakan selenoid adalah sebagai berikut



Gambar 2.22 Simbol *double Solenoid Valve*

Tipe *double solenoid valve* mempunyai dua elektro magnet, seperti pada gambar, dan dibagi menjadi tipe *continuous magnetizing* (dimagnet terus-menerus) yang mempertahankan penggantian valve diposisinya dengan memagnet selenoid A atau B terus-menerus, dan tipe magnetisasi sekejap (*instananeous magnetizing*) yang mempertahankan penggantian posisi valve dengan memagnet salah satu selenoid dan mematikan magnetnya setelah itu.



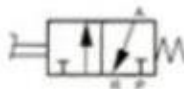
Gambar 2.23 Katub Selenoid Ganda 5/2 Way

b. 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.



● TG23-J-08



Gambar 2.24 Katub manual dengan sistem tuas

- **Aktuator Pneumatik**

Tenaga 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.

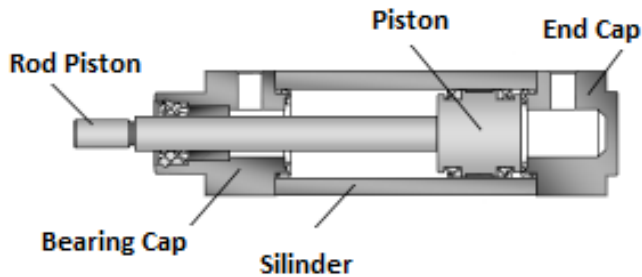
Aktuator pneumatik secara garis besar dibagi menjadi 2, yaitu :

1. *Single Acting Cylinder* (Silinder Pneumatik Aksi Tunggal)
2. *Double Acting Cylinder* (Silinder Pneumatik Aksi Ganda)

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:

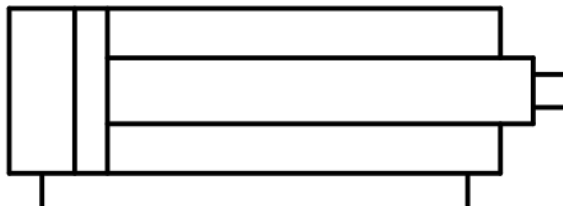


Gambar 2.25 *Double Acting Cylinder*

Udara mengalir dari port A keruang yang terdapat disebelah piston. Maka piston dan piston rod akan bergerak karena adanya tekanan dari piston area. Udara yang berada pada piston rod chamber akan pindah keluar silinder melalui port B.

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

Adanya perbedaan ukuran dari piston area dan piston ring area mengakibatkan 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 2.26 Simbol *Double Acting Cylinder*

Penentuan Diameter Silinder dan Kemampuan Silinder

1. Penentuan Diameter Silinder

Penentuan diameter silinder pneumatik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\mu_{\text{Silinder}} = \frac{F \times v}{P \times Q} = 0,85 \dots\dots\dots(\text{Persamaan 4.6})$$

(Majumdar 1995)

$$F = A \cdot P \cdot \mu$$

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

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

Dimana :

F = Gaya Silinder (kgf)

A = Luas Penampang (cm²)

D = Diameter silinder (cm)

P = Tekanan Udara (kgf/cm²)

μ = Koefisien Tekanan Beban Dorong

Dalam sistem pneumatik, untuk tekanan kerja yang digunakan adalah 6 – 12 bar.

2. Dorongan Silinder

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

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 P \mu \dots\dots\dots(\text{Persamaan 4.7}) \quad (\text{Warring, 1982})$$

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, beban gesekan bambu dengan bambu dan dengan landasan, beban pegas dan gesekan metal rod.

3. Tarikan Silinder

Gaya tarikan silinder bisa diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P \mu \dots\dots\dots (\text{Persamaan 4.8})$$

(Warring, 1982)

Dimana :

F = Gaya Tarik Silinder (kgf)

D = Diameter Tabung Silinder (cm)

d = Diameter Piston/Stroke (cm)

P = Tekanan Udara (kgf/cm²)

μ = Koefisien Tekanan Beban Tarik

4. Kecepatan Langkah Silinder

Waktu operasi silinder tergantung pada beban dan ukuran dari beban masuk. Persamaan antara kebutuhan udara dengan kecepatan silinder adalah :

$$Q = A \cdot V \dots\dots\dots (\text{Persamaan 4.9})$$

(Esposito, 2003)

Dimana :

Q = Kebutuhan Udara (m³/min)

V = Kecepatan Langkah Silinder (m/sec)

A = Luasan silinder (m)

5. Konsumsi Udara

Konsumsi udara adalah piston stroke $\times$ piston strokes $\times$ compression ratio dengan satuan NI/min.

Dimana besarnya Compression ratio yaitu

$$\frac{1,013 + \text{operating pressure (bar)}}{1,013}$$
.

$Q = s \cdot n \frac{D^2 \pi}{4}$ - untuk SA silinder

$Q = (S \cdot n \frac{D^2 \pi}{4} + S \cdot n \frac{D^2 - d^2}{4} \pi) n \cdot \text{Compression ratio}$

Dimana :

Q = volume udara (NI/min) = Normal Liter

S = Stroke (mm)

n = number of stroke per min

$$Q = 0,7854 \frac{d^2 s}{t} \times \frac{P \times 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{s}$$

(Persamaan 4.10)..... (Majumdar, 1995)

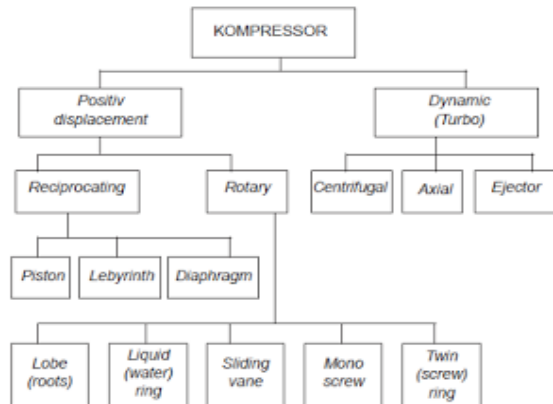
- **Kompresor**

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).

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*

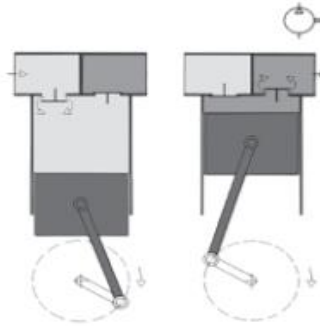
compressor, (turbo) terdiri dari *Centrifugal*, *axial* dan *ejector*, secara lengkap dapat dilihat dari klasifikasi di bawah ini.



Gambar 2.27 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 penyimpan udara.



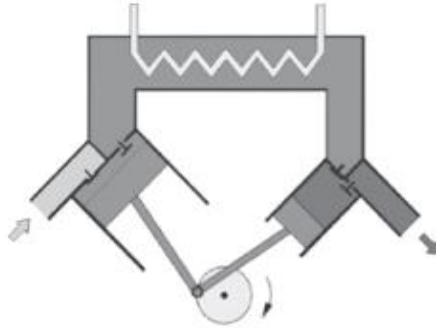
Gambar 2.28 Kompresor Torak Resiprokak

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.

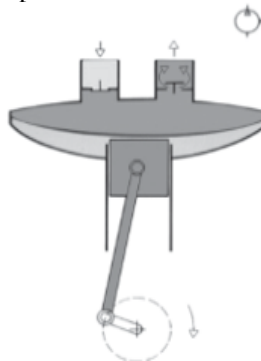
Metode pendinginan yang sering digunakan misalnya dengan sistem udara atau dengan sistem air bersirkulasi.



Gambar 2.29 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 2.30 Kompresor Diafragma

D. Kompresor Rotari

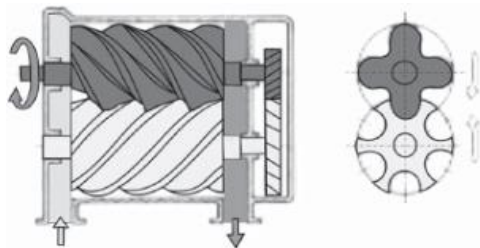
Secara eksentrik rotor dipasang berputar dalam rumah yang berbentuk silindris, mempunyai lubang-lubang masuk dan keluar. Keuntungan dari kompresor jenis ini adalah mempunyai bentuk yang pendek dan kecil, sehingga menghemat ruangan. Bahkan suaranya tidak berisik dan halus dalam, dapat menghantarkan dan menghasilkan udara secara terus menerus.



Gambar 2.31 Kompresor Rotari

E. Kompresor Sekrup

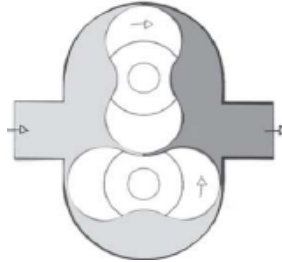
Memiliki dua rotor yang saling berpasangan atau bertautan (*engage*), yang satu mempunyai bentuk cekung, sedangkan lainnya berbentuk cembung, sehingga dapat memindahkan udara secara aksial ke sisi lainnya.



Gambar 2.32 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.



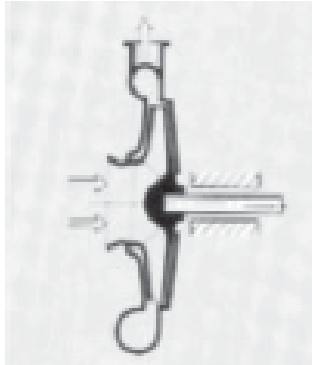
Gambar 2.33 Kompresor Root Blower

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

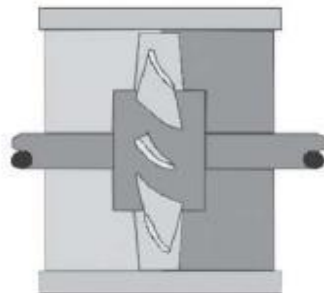
Prinsip kerja kompresor radial akan mengisap udara luar melalui sudu-sudu rotor, udara akan terisap masuk ke dalam ruangan isap lalu dikompresi dan akan ditampung pada tangki penyimpanan udara bertekanan hingga tekanannya sesuai dengan kebutuhan.



Gambar 2.34 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 2.35 Kompresor Aliran Aksial

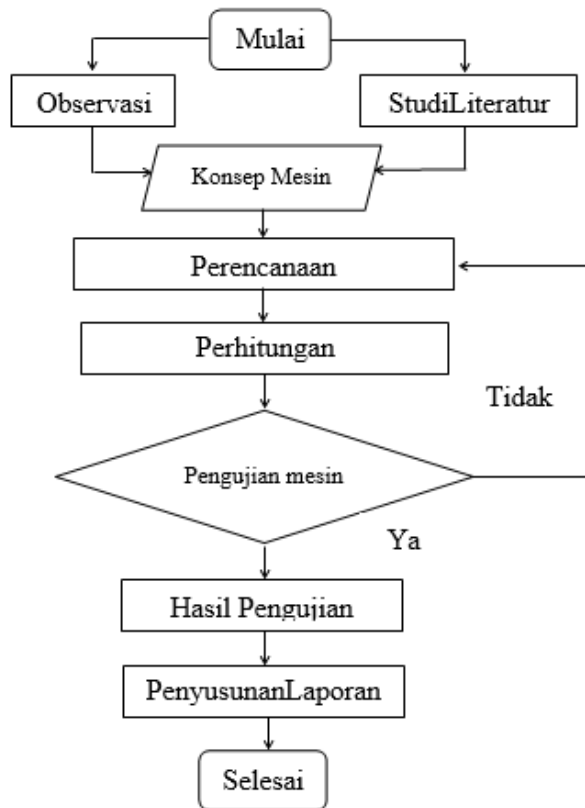
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODOLOGI

3.1 Diagram Alir

Pada bab ini dibahas secara detail tentang perencanaan pembuatan alat yang digambarkan pada diagram alir atau *flowchart*.



Gambar 3.1 Diagram Alir atau Flowchart

3.2 Tahapan Proses Pembuatan

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Observasi

Observasi adalah pengamatan langsung untuk memperoleh data dari lokasi pengamatan. Lokasi pengamatan salah satu nya terdapat di UD. Rohmat yang beralamat di Ngingas, Sidoarjo beroperasi dalam bidang pembuatan komponen-komponen dari sepeda angin, salah satunya *handlebar* (*handlebar* adalah setang stir pada sepeda yang gunanya untuk mengendalikan sepeda saat berjalan).

Dari hasil observasi didapatkan permasalahan pada proses pemotongan *handlebar* yang menggunakan gerinda duduk yang memiliki kelemahan yaitu sisi pipa hasil pemotongan yang masih kasar. sehingga perlu dilakukan proses penghalusan. Akan tetapi dengan proses pemotongan *handlebar* yang masih manual tersebut UD. Rohmat belum bisa memenuhi permintaan pasar. Karena UD. Rohmat hanya bisa memproduksi 80 *handlebar* dari total 100 *handlebar* dalam seminggu. Sehingga dilakukan sistem bagi hasil untuk memenuhi kekurangan produksi UD. Rohmat.

2. Study Literatur

Melakukan studi pustaka melalui internet, buku/*text book*, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perencanaan menggunakan data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perencanaan. Dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perancangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin pemotong pipa.

3. Konsep

Dari observasi dan studi literatur didapatkan data dan permasalahan. Maka konsep mesin yang dibuat yaitu untuk mata potong menggunakan pisau dengan bahan baja SLD dan menambahkan pneumatik didalamnya untuk menambah gaya tekan.

4. Perencanaan

Dari konsep yang telah dibuat, maka dilakukan perencanaan meliputi bahan dan dimensi mesin. Untuk mata potong yang dipakai untuk proses pemotongan menggunakan pisau yang terbuat dari baja SLD. Untuk bahan frame dan lain-lain menggunakan bahan baja ST 42.

5. Perhitungan

Setelah perencanaan dibuat, maka dilakukan perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan dengan gambar 3D mesin yang telah dibuat. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan:

- a) Gaya untuk memotong pipa pada proses pemotongan agar didapatkan daya motor yang sesuai.
- b) Perencanaan elemen mesin seperti sproket, poros, dan pasak yang sesuai dengan perhitungan perencanaan.

6. Pengujian Mesin

Setelah alat selesai dibuat maka dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian ini nantinya akan dilihat apakah mesin sudah beroperasi secara baik, serta akan dibandingkan hasil dari benda yang dihasilkan oleh proses pemotongan manual dengan alat yang dirancang saat ini.

7. Hasil Pengujian

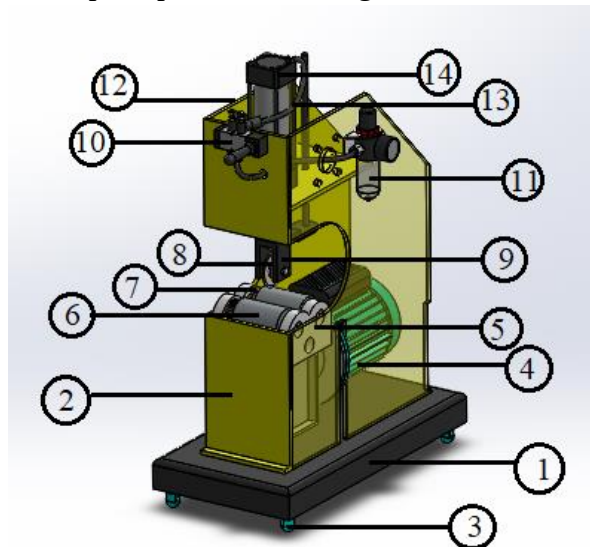
Dari analisa hasil pengujian didapatkan data-data yang nantinya digunakan sebagai pembuatan dan penyusunan laporan.

8. Penyusunan Laporan

Penyusunan laporan merupakan proses akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Dalam penyusunan laporan dilampirkan mengenai proses perencanaan sampai pada hasil yang dicapai.

3.3 Desain Mesin

Sket mesin yang diperoleh pada proses konsep direalisasikan pada pembuatan design dibawah ini.



Gambar 3.2 Desain Mesin

Keterangan :

- | | |
|----------------------|------------------------|
| 1. Alas atau dudukan | 8. Pisau |
| 2. Frame | 9. Tempat pisau |
| 3. Roda | 10. DCV |
| 4. Motor AC ½ HP | 11. FRL |
| 5. Pencekam poros | 12. Switch |
| 6. Roll | 13. Pipa pneumatik |
| 7. Roda gigi | 14. Silinder pneumatik |

3.4 Prosedur Pengoperasian

Setelah Mesin Pemotong Pipa selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses pemotongan pipa dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Sambungkan Selang ke kompresor agar mesin pada posisi standby.
2. Letakan benda kerja berupa pipa dengan diameter 22mm dan tebal 1,2 mm dengan panjang pipa 6000mm ke bagian celah poros dan pastikan bagian yang akan dipotong sudah sesuai.
3. Kemudian tekan tombol on agar motor menyala sehingga kedua poros akan bergerak dan pipa yang berada pada perhubungan poros akan berputar.
4. Setelah pipa yang berada pada celah poros berputar kemudian tekan dan tahan tombol DCV untuk menurunkan pisau dan pastikan pisau menyentuh pipa sehingga dapat terpotong lalu setelah pipa terpotong lepaskan tombol DCV untuk mengembalikan posisi pisau dalam kondisi semula.
5. Setelah pipa sudah terpotong dan sesuai dengan ukuran kemudian matikan mesin dengan menekan tombol off dan lepaskan sambungan selang pada kompresor.
6. Selesai.

“ Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas tentang perhitungan dalam rancang bangun mesin pemotong pipa dengan sistem pneumatik yang meliputi gaya potong, daya motor yang dibutuhkan, poros, gear, pasak, serta pneumatik sebagai berikut:

4.1 Analisis Gaya

- Data spesifikasi Pipa

Berikut ini merupakan data spesifikasi Baja AISI 4130:

Tabel 4.1 Spesifikasi Baja AISI 4130

No	Material	Test Method	Density (kg/cm^3)	Tensile Strength (MPa)
1	Baja AISI 4130	ASTM A 519	28-33	≥ 950 Mpa

4.1.1 Perhitungan Gaya Potong

Gaya potong dihitung dengan melihat tabel 4.1 untuk mengetahui nilai kekuatan tarik pipa kemudian digunakan persamaan 2.1 yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_c = \sigma_t \cdot A_{mp}$$

Dimana:

F_c = gaya potong (N)

A_{mp} = luasan mata potong yang menyentuh pipa (mm^2)

dapat dihitung dengan cara mencari panjang busur dari mata potong yang sesaat menyentuh pipa

σ_t = kekuatan tarik pipa (dapat dilihat pada tabel 4.1)

Luasan yang digunakan adalah luasan mata potong yang sesaat mengenai pipa, sehingga harus ditemukan terlebih dahulu panjang busur dari mata potong lalu dikalikan tebal dari mata potong. Untuk mencari panjang busur dari mata potong dapat digunakan rumus sebagai berikut:

$$\frac{\alpha}{360^\circ} = \frac{l_{mp}}{\pi \cdot D}$$

Dimana:

α = sudut mata potong yang sesaat menyentuh pipa diukur (18°)

D = diameter mata potong (mm)

l_{mp} = panjang busur mata potong yang sesaat menyentuh pipa (mm)

Diketahui : $\alpha = 18^\circ$

D = 22 mm

Ditanya : l_{mp} ?

Jawab :

$$\begin{aligned} \frac{\alpha}{360^\circ} &= \frac{l_{mp}}{\pi \cdot D} \\ \frac{18^\circ}{360^\circ} &= \frac{l_{mp}}{\pi \cdot 53,37 \text{ mm}} \end{aligned}$$

$$\frac{1}{20} = \frac{l_{mp}}{167,58}$$

$$l_{mp} = 8,38 \text{ mm}$$

Sehingga luasan yang mengenai pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$A_{mp} = l_{mp} \cdot t_{mp}$$

Dimana:

l_{mp} = panjang busur mata potong yang sesaat menyentuh pipa (mm²)

t_{mp} = tebal mata potong diukur (0,95 mm)

Jadi, luasan mata potong yang sesaat menyentuh pipa dapat dihitung sebagai berikut:

$$A_{mp} = 8,38 \text{ mm} \cdot 0,95 \text{ mm} = 7,96 \text{ mm}^2$$

Kekuatan tarik pipa berdasarkan tabel 4.1 adalah 950 MPa, Apabila dikonversikan maka 950 MPa = 137786 lbf/in² = 96,87 kgf/mm². Jadi gaya potong dapat dihitung sebagai berikut:

$$F_c = \sigma_t \cdot A_{mp}$$

$$F_c = 96,87 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 7,96 \text{ mm}^2 = 771,09 \text{ kgf}$$

Karena terdapat satu mata potong yang bekerja secara bersamaan, maka gaya potong dikalikan satu sebagai berikut:

$$F_c = F_c \cdot 1$$

$$F_c = 771,09 \text{ kgf} \cdot 1$$

$$F_c = 771,09 \text{ kgf}$$

4.1.2 Kecepatan Pemotongan

Sesuai keterangan pada sub bab 2.2.2, untuk menentukan kecepatan pemotongan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.3 sebagai berikut:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}$$

Dimana:

v_c = kecepatan potong (mm/min)

D = diameter awal benda kerja (mm)

n = putaran spindle (rpm)

Diketahui : D = 22 mm

n = 1400 rpm

Ditanya : v_c ?

Jadi, besar kecepatan potong adalah:

$$\begin{aligned} v_c &= \frac{\pi \cdot 22mm \cdot 1400rpm}{1000} \\ v_c &= 96,712 \text{ m/min} = 96712 \text{ mm/min} \end{aligned}$$

4.1.3 Kecepatan Makan

Sesuai keterangan pada subbab 2.2.3, untuk menentukan kecepatan pemotongan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.4 sebagai berikut:

$$v_f = f \cdot n$$

Dimana:

v_f = kecepatan makan (mm/min)

f = gerak makan (mm/ putaran)

n = putaran poros utama (putaran/ menit)

Disini, untuk menemukan gerak makan (f) dilakukan pendekatan dengan menghitung berapa banyak putaran yang diperlukan untuk memotong pipa dengan ketebalan yang sudah diketahui. Dari percobaan yang sudah dilakukan, untuk memotong pipa dengan ketebalan 1,2 mm dibutuhkan waktu selama 15,29 detik atau 0,25 menit. Sehingga gerak makan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$f = \frac{t_b}{z}$$

Dimana:

f = gerak makan (mm/putaran)

t_b = tebal pipa (mm)

z = banyaknya putaran yang dibutuhkan untuk memotong satu pipa (putaran)

Untuk menemukan banyak putaran (z) yang dibutuhkan dilakukan pendekatan dengan menghitung waktu pemotongan hingga pipa terpotong dikali dengan putaran motor setiap menit. Sehingga dapat dihitung sebagai berikut:

$$z = t_c \cdot n$$

Dimana:

z = banyaknya putaran yang dibutuhkan untuk memotong satu pipa (putaran)

t_c = waktu yang dibutuhkan hingga pipa terpotong (menit)

n = putaran motor (rpm)

Jadi, banyaknya putaran dapat dihitung sebagai berikut:

$$z = t_c \cdot n$$

$$z = 0,25 \text{ menit} \cdot 1400 \text{ rpm}$$

$$z = 350 \text{ putaran}$$

Setelah mendapatkan z, maka nilai f dapat dihitung sebagai berikut:

$$f = \frac{t_b}{z}$$

$$f = \frac{1,2 \text{ mm}}{350 \text{ putaran}}$$

$$f = 0,0034 \text{ mm/putaran}$$

Jadi, setelah nilai f didapat, maka kecepatan makan dapat dihitung sebagai berikut:

$$v_f = 0,0034 \text{ mm/ putaran} \cdot 1400 \text{ putaran/ menit}$$

$$v_f = 4,76 \text{ mm/menit}$$

4.1.4 Kedalaman Pemotongan

Berdasarkan gambar 2.4 dan persamaan 2.8, kedalaman pemotongan dapat dihitung sebagai berikut:

$$h_c = \frac{(D - d)}{2}$$

Dimana :

- h_c = kedalaman pemotongan (mm)
- D = diameter awal/sebelum diproses (mm)
- d = diameter akhir/sesudah diproses (mm)

Diketahui : $D = 22 \text{ mm}$

$d = 19,6 \text{ mm}$

Ditanya : h_c ?

Jadi, kedalaman pemotongan dapat dihitung sebagai berikut:

$$h_c = \frac{(22 - 19,6)}{2}$$

$$h_c = 1,2 \text{ mm}$$

4.1.5 Laju penghasilan geram

Sesuai keterangan pada subbab 2.2.4 dan persamaan 2.7 tentang laju penghasilan geram serta gerak makan (f) dan kecepatan makan (V_f) yang telah dihitung pada subbab 4.1.3, maka laju penghasilan geram dapat dihitung sebagai berikut:

$$V = f \cdot h_c \cdot v_f$$

Dimana:

V = laju penghasilan geram (mm^3/min)

f = gerak makan ($\text{mm}/\text{putaran}$)

h_c = kedalaman potong (mm)

v_f = kecepatan makan (mm/min)

Diketahui : $f = 0,0034$ $v_f = 4,76 \text{ mm}/\text{menit}$

$h_c = 1,2 \text{ mm}$

Jadi laju penghasilan geram dapat dihitung sebagai berikut:

$$V = 0,0034 \text{ mm/ putaran} \cdot 1,2 \text{ mm} \cdot 4,76 \text{ mm/ menit}$$

$$V = 0,0194 \text{ mm}^3/\text{menit}$$

4.1.6 Perhitungan Torsi Motor Pipa

Sesuai keterangan pada subbab 2.2.6, untuk menentukan torsi untuk memutar pipa dapat dihitung menggunakan persamaan 2.9 sebagai berikut:

$$T = F_r \cdot r$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

F_r = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani pipa (kgf)

r = jari-jari pipa (mm)

Dari percobaan yang dilakukan menggunakan neraca pegas untuk menggerakkan pipa diperoleh gaya sebesar 9,85 kgf.



Gambar 4.1 Percobaan untuk mendapatkan gaya tekan pada pipa dengan menggunakan pegas Tarik.

Maka gaya pemutar pipa (Fr) :

$$Fr = m \cdot a$$

$$Fr = 9,85 \text{ kgf} \cdot 10 \text{ m/s}^2$$

$$Fr = 98,5 \text{ N}$$

Sehingga torsi motor dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = Fr \cdot r$$

$$T = 9,85 \text{ kgf} \cdot 11 \text{ mm}$$

$$T = 108,35 \text{ kgf.mm}$$

4.1.7 Perhitungan Daya Motor Pemutar Pipa

Sesuai keterangan pada subbab 2.2.7, untuk menentukan daya motor yang dibutuhkan agar motor bekerja sesuai dengan keinginan, maka dipergunakan menggunakan persamaan 3.0 sebagai berikut:

$$T = 974.000 \frac{N}{n}$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

P = daya motor (kW)

n = putaran motor (rpm)

Sehingga, daya motor dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = 974.000 \frac{N}{n}$$

$$108,35 \text{ kgf.mm} = 974.000 \frac{N}{1400 \text{ rev/min}}$$

$$N = \frac{108,35 \text{ kgf.mm} \cdot 1400 \text{ rev/min}}{974.000}$$

$$N = 0,16 \text{ kW}$$

Sehingga, daya yang dibutuhkan untuk memutar pipa saat proses pemotongan adalah 0,16 kW. Sehingga digunakan motor DC dengan daya sebesar 0,372 kW atau 0,5 HP.

4.1.8 Perhitungan gaya tekan pipa

Tabel 4.2 Data percobaan gaya tekan

No.	Gaya (kgf)	Waktu (s)
1	5	1,8
2	7	2,2
3	8	2,4
4	10	2,6
5	12	2,8
6	13	3
7	14	3,2
Σ Rata Rata	9,85 kgf	2,57 s

Jadi, besarnya gaya yang diperlukan untuk memotong pipa adalah sebesar $9,85 \text{ kgf} \times 10 = 98,5 \text{ N}$.

Kecepatan potong yang diperoleh dari uji coba tersebut dapat dicari dengan menggunakan data jarak pemotongan pipa dengan pisau dan waktu ketika pisau mulai memotong pipa

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{s}{t} \\
 &= \frac{8 \text{ cm}}{2,57 \text{ s}} \\
 &= 3,112 \text{ cm/s} \\
 &= 0,031 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Gaya tekan pipa yang diperoleh dari uji coba yaitu:

$$\begin{aligned} F \text{ tekan pipa} &= 9,85 \text{ kgf} \\ &= 98,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka gaya tekan minimal untuk memotong pipa berdasarkan data uji coba yaitu sebesar 98,5 N. Material yang kami gunakan adalah jenis AISI 4130.

4.2 Roda Gigi

Sesuai keterangan pada subbab 2.3.1, untuk menentukan roda gigi yang dibutuhkan agar dapat bekerja sesuai dengan keinginan, maka dipergunakan menggunakan persamaan 3.1 sebagai berikut:

4.2.1 Circular pitch

. Circular pitch ini diperlukan agar gigi dalam satu roda gigi mempunyai besar yang sama. Sehingga besarnya circular pitch dapat dinyatakan dengan keliling lingkaran dibagi dengan jumlah gigi.

$$P = \frac{\pi \cdot d}{N_t} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana :

d = diameter pitch

N_t = jumlah gigi

Sehingga untuk menentukan circular pitch pada roda gigi dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui : d = 50 mm

$N_t = 26$

$$P = \frac{\pi \cdot d}{N_t}$$

$$= \frac{\pi \cdot 50 \text{ mm}}{26}$$

$$= 6,038 \text{ mm}$$

4.2.2 Diametral pitch

Diametral pitch (D_{tp}) : didefinisikan sebagai jumlah gigi (N_t) pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circle-nya (d).

$$D_{tp} = \frac{N_t}{d} \quad \text{atau} \quad \pi = p \cdot D_{tp} \dots\dots\dots(3.2)$$

Dimana :

N_t = jumlah gigi

d = diameter pitch circle

Sehingga untuk menentukan diametral pitch pada roda gigi dapat dihitung sebagai berikut :

$$D_{tp} = \frac{N_t}{d}$$

$$= \frac{26}{50 \text{ mm}}$$

$$= 0,52 \text{ mm}$$

4.3 Poros dan Pasak

4.3.1. Gaya Tangensial pada Pasak

$$F = \frac{T}{ds/2}$$

Keterangan :

F = Gaya pada permukaan poros (N)

T = Momen rencana dari poros (N.m)

ds = Diameter poros (m)

Maka gaya tangensial yang terjadi adalah ,

$$F = \frac{T}{ds/2} = \frac{1,626 \text{ N.m}}{0,018 \text{ m} / 2}$$

$$F = 180,6 \text{ N}$$

4.3.2. Tegangan Geser yang Ditimbulkan

$$\tau_g = \frac{F}{b.l}$$

Keterangan :

τ_g = Tegangan geser (N/m²)

F = Gaya pada permukaan poros (N)

b = Lebar pasak (m)

l = Panjang pasak (m)

Maka tegangan geser yang ditimbulkan,

$$\tau_g = \frac{F}{b.l} = \frac{180,6 \text{ N}}{0,0045 \text{ m} \cdot 0,02 \text{ m}} = 2006666,667 \text{ N/m}^2$$

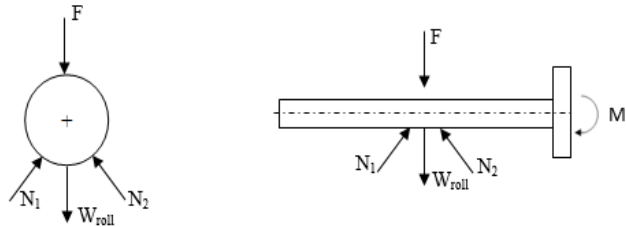
4.3.3 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Dalam perencanaan penggunaan poros, maka terlebih dahulu ditentukan bahan dari poros yang akan digunakan. Selain bahan yang digunakan juga daya motor listrik yang digunakan serta putaran yang dibutuhkan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut :

- Bahan yang digunakan : *Stainless Steel*
- Putaran poros (n_1) : 1400 rpm
- σ_{yp} : $520 \times 10^6 \text{ Mpa}$

4.3.4 Free Body Diagram

- Perhitungan gaya pada roll



Gambar 4.2 Free Body Diagram

Selanjutnya menghitung gaya-gaya pada roll dengan mengabaikan berat pipa yang dipotong.

$$\begin{aligned} \rightarrow \Sigma F_x &= 0 \\ N_1 \sin 45^\circ - N_2 \sin 45^\circ &= 0 \\ N_1 &= N_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F_y &= 0 \\ N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 45^\circ - F &= 0 \\ N_1 + N_2 &= \frac{64,89}{0,707} = 91,78 \text{ N} \\ N_1 = N_2 &= \frac{64,89 \text{ N}}{2} = 45,89 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright \Sigma M_b &= 0 \\ 2 \cdot W_{\text{roll}} \cdot 0,1 \text{ m} + F \cdot 0,1 \text{ m} - N_1 \cos 45^\circ \cdot 0,1 \text{ m} \\ &\quad - N_2 \cos 45^\circ \cdot 0,1 \text{ m} + M_b = 0 \\ \curvearrowright M_b &= -2 \cdot (20 \cdot 10^{-3} \times 9,81) \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} - 64,89 \text{ N} \cdot \\ &\quad 0,1 \text{ m} + (45,89 + 45,89) \text{ N} \cos 45^\circ \cdot 0,1 \text{ m} \\ &= -58,44 \text{ Nm} \\ &= 58,44 \text{ Nm} \end{aligned}$$

4.3.5 Diameter dan Bahan Poros

Untuk menentukan besarnya diameter poros yang digunakan, dapat dihitung dengan rumus :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks.Syp}{sf}\right)^2}}$$

Dengan,

$$\begin{aligned} M_t &= 71620 \frac{N}{n} \\ &= 71620 \frac{0.308}{1400} = 15,756 \text{ kgf.mm} \\ &= 15,756 \text{ kgf.mm} \\ &= 15,756 \text{ kgf.mm} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 154,57 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks.Syp}{sf}\right)^2}}$$
$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \cdot 58,44^2 + 16^2 \cdot 154,57^2)}{\pi^2 \left(\frac{1 \cdot 520 \times 10^6}{2}\right)^2}}$$

$$ds \geq 0,0147$$

$$ds \geq 14,7 \text{ mm}$$

$$ds = 15 \text{ mm}$$

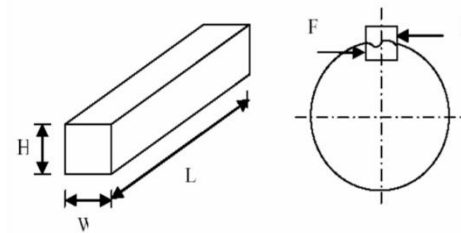
4.4 Perencanaan Perhitungan Pasak

Dengan diameter poros 15 mm, maka didapatkan diameter poros antara ($\frac{5}{8} - \frac{7}{8}$) dengan tipe *square*, yaitu :

$$W = \frac{15}{127} \text{ in}(4 \text{ mm})$$

$$H = \frac{15}{127} \text{ in}(4 \text{ mm})$$

4.4.1 Perencanaan Gaya pada pasak



Gambar 4.3 Dimensi Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$T = F (Dp/2)$$

$$F = \frac{1,625}{\frac{0,015}{2}}$$

$$F = 216,6 \text{ N}$$

4.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{yp}}{f_k}$$

$$L \geq \frac{2T \cdot f_k}{W \cdot S_{yp} \cdot D_p}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 154,57 \cdot 0,8}{0,004 \cdot 520 \times 10^6 \cdot 0,015}$$

$$L \geq 7,92 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L \geq 7,9 \text{ mm}$$

Maka tegangan geser pada pasak aman jika $L \geq 7,9 \text{ mm}$.

4.5 Perencanaan Komponen Pneumatik

4.5.1 Perhitungan Kapasitas Silinder

Untuk mencari diameter silinder pneumatik minimal yang dibutuhkan, maka pada perencanaan awal diambil tekanan kerja dari sistem sebesar 70 N/cm² dan gaya sebesar 98,5 N, sedangkan untuk nilai η diambil 0,85 (*Tenaga fluida pneumatik, 1991 :L78*). Data ini kemudian dipakai dalam perencanaan silinder pneumatik untuk pemotongan pipa.

Diameter minimal dapat dicari dengan persamaan:

$$\eta = \frac{F \cdot v}{P \cdot Q} \dots\dots\dots(4.7)$$

Maka dari persamaan di atas dapat dihitung diameter piston dengan data sebagai berikut:

$$F = 98,5 \text{ N}$$

$$P = 7 \text{ bar} = 70 \text{ N/cm}^2 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}^2$$

$$\eta = 0,85$$

$$V = \frac{s}{t} = \frac{8 \text{ cm}}{2,57 \text{ s}} = 0,031 \text{ m/s}$$

$$\frac{F \cdot v}{P \cdot Q} = \eta$$

$$\frac{98,5 \text{ N} \cdot 0,031 \text{ m/s}}{7 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}^2 \cdot Q} = 0,85$$

$$Q = \frac{98,5 \cdot 0,031}{0,85 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 5,131 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

Setelah diperoleh besar kecepatan aliran silinder, maka akan diperoleh diameter minimal silinder pneumatik yang dibutuhkan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q = A \cdot v \dots\dots\dots (4.10)$$

Dengan data yang ada Q dan v , diperoleh diameter silinder sebagai berikut:

$$Q = 5,131 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$v = 0,031 \text{ m/s}$$

$$D^2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}$$

$$= \frac{4 \cdot 5,131 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 0,031 \text{ m/s}}$$

$$= 210,84 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$= \sqrt{21,084} \text{ cm}^2$$

$$D = 4,59 \text{ cm}$$

$$D = 45,9 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas didapat diameter minimal silinder pneumatik sebesar 45,9 mm. Maka untuk perhitungan ini digunakan silinder dengan diameter 50 mm dengan tipe *double acting cylinder* karena diperlukan gerakan maju mundur.

Kapasitas Silinder Uji Coba Alat :

$$Q = \frac{\pi}{4} dp^2 \times S \times n \times 2$$

Diketahui :

$$dp = 5 \text{ cm}$$

$$S = 10 \text{ cm}$$

$$n = 4$$

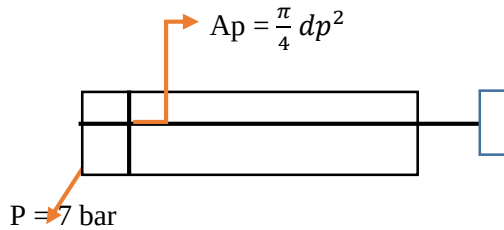
$$Q = \frac{\pi}{4} dp^2 \times S \times N \times 2$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times 25 \text{ cm}^2 \times 10 \text{ cm} \times 4 \times 2$$

$$Q = 1570 \text{ cm}^3/s$$

Perhitungan diameter silinder dan kapasitas mesin yang dibutuhkan **dinyatakan aman.**

Perhitungan nilai F, Jika tekanan yang digunakan yaitu 7 bar.



Diketahui :

P : 7 bar

dp : 50 mm

Ditanya F yang dikeluarkan oleh silinder pneumatik:

$$F = P \times A$$

$$A = \frac{\pi}{4} dp^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} (0,05 \text{ m})^2$$

$$= 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F = P \times A$$

$$F = 7 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F = 1372$$

Setelah dilakukan perhitungan besarnya F didapat dari :

Secara teoritis : 1157,6 N

Uji coba : 98,5 N

Silinder pneumatik : 1372 N

Secara teoritis nilai potong pipa 1157,6 N, sedangkan hasil uji coba manual yang dilakukan mendapatkan nilai 98,5 N. Hal ini bisa terjadi karena terdapat perbedaan dari material pipa, tebal tipis dan kualitas dari pipa (kualitas bagus, kualitas sedang, kualitas kurang bagus) saat melakukan uji pipa yang digunakan bukan dari ukm melainkan hasil dari membeli di tempat lain.

Konsumsi Udara

Perhitungan konsumsi udara kompresi dapat dihitung dengan rumus :

$$\begin{aligned}
 Q &= 0,784 \frac{d^2 s}{t} \times \frac{P + 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12} m^3/s \dots \dots \dots (4.11) \\
 &= 0,784 \frac{0,08^2 \times 100}{2,57} \times \frac{0,07 \times 10^5 + 101,3 \times 10^3}{101,3} \times 10^{-12} m^3/s \\
 &= 0,195 \times 1069,101 \times 10^{-12} m^3/s \\
 &= 0,208 mm^3/s
 \end{aligned}$$

4.5.2 Perencanaan Diameter Pipa

Diameter Pipa

Karena adanya gesekan aliran didalam pipa dan karena adanya kerugian yang lain, maka ada kerugian tekanan maksimum yang diijinkan pada udara yang keluar. Rumus yang digunakan adalah:

$$\Delta P = \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,85} \cdot L}{d^5 \cdot P} \dots \dots \dots (4.6)$$

Dimana :

ΔP = Kerugian tekanan maksimum yang diijinkan sebesar 0,05 bar (5000 Pa)

L = Panjang pipa yang direncanakan (m)
(direncanakan 2 m)

d^5 = Diameter pipa (m)

P = Tekanan operasi (pascal)

Q = Kecepatan aliran silinder (m^3/s)

Dengan data yang diketahui :

$$\Delta P = 0,05 \cdot 10^5 \text{ N/m}^3$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$P = 7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^3$$

$$Q = 5,131 \text{ cm}^3/\text{s} = 5,131 \cdot 10^{-6} \cdot \text{m}^3/\text{s}$$

Sehingga diameter pipa minimum untuk silinder pneumatik yang dipilih dengan diameter 50 mm diperoleh sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,85} \cdot L}{d^5 \cdot P} \\ d^5 &= \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,85} \cdot L}{\Delta P \cdot P} \\ d^5 &= \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot (5,131 \times 10^{-6})^{1,85} \cdot 2}{5000 \cdot 7 \times 10^5} \\ d^5 &= \frac{5,236 \times 10^{-7}}{0,35} \\ d^5 &= 1,496 \times 10^{-6} \\ d &= \sqrt[5]{1,496 \times 10^{-6}} \\ &= 4,67 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= 4,67 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas didapat diameter pipa minimum 4,67 mm. Untuk itu, dalam perencanaan ini dipilih pipa dengan diameter dalam pipa 5 mm dan diameter luar pipa 8 mm.

Kerugian Tekanan Pada Pipa

Kerugian tekanan pada pipa dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta P = \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot Q^{1,85} \cdot L}{d^5 \cdot P}$$

$$\Delta P = \frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot (5,131 \cdot 10^{-6})^{1,85} \cdot 2}{(0,0467)^5 \cdot 7 \cdot 10^5}$$

$$\Delta P = \frac{5,236 \cdot 10^{-7}}{0,155}$$

$$\Delta P = 3,378 \times 10^{-6} \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = 3378 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,0337 \text{ bar}$$

Kerugian tekanan pada pipa sebesar 0,0337 bar, karena masih dibawah dari kerugian tekanan maksimum yang diijinkan yaitu 0,05 bar (*Majumdar, hal 26*) maka perencanaan untuk ***diameter pipa aman***.

4.5.3 Perencanaan Valve **Pemilihan Directional Control Valve**

Perencanaan Mesin Pemotong pipa ini menggunakan 2 buah katup *directional control valve*, yaitu katup 4/2 dimana katup 4/2 berfungsi sebagai supply udara ke silinder dan juga sebagai pengarah aliran udara. Katup ini menggunakan pneumatik system dengan kinerja spring return valve . Valve DCV yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Pemilihan One Way Flow Control Valve Pada perencanaan Mesin Pemotong sanda hotel perlu digunakan 1 buah one way flow control valve untuk mengatur kecepatan gerak maju dan gerak mundur silinder. Berdasarkan data yang ada: Applicable Tubing = Nylon

O.D Tubing = 8 mm
Max Preasure = 0,8 Mpa = 8 Bar Maka berdasarkan standart yang ada pada katalog FESTO, dipilih flow control valve type LSC – M5 – PK – 3

4.5.4 Perencanaan FRL

Pada perencanaan Mesin Pemotong pipa perlu digunakan FRL untuk memfilter udara, mengetahui tekanan udara dan banyaknya lubricator. Oleh karena itu, digunakan FRL dengan spesifikasi BC (2000~4000).

4.5.5 Perencanaan Kompresor

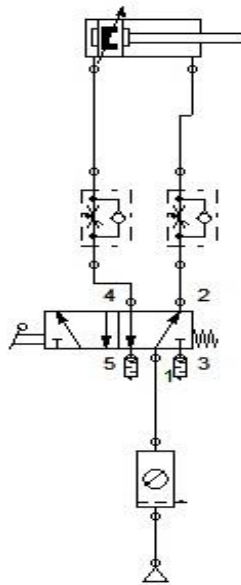
Setelah perhitungan komponen pneumatik diatas, maka didapatkan tekanan operasi yang dipakai yaitu 70 N/cm². Perhitungan kapasitas kompresor: Tekanan operasi 7 bar = 70 N/cm².

$$70 \frac{N}{cm^2} \times \frac{0,2248 \text{ lbf}}{1 N} \times \frac{1 \text{ cm}^2}{0,155 \text{ in}^2} = 101,5 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Dari perhitungan diatas, digunakan sebagai dasar untuk memilih jenis dan kapasitas kompresor yang cocok dengan kriteria yang dibutuhkan. Dengan demikian, kapasitas kompresor yang digunakan harus lebih dari 101,5 psi.

4.6 Diagram Sirkuit Pneumatik

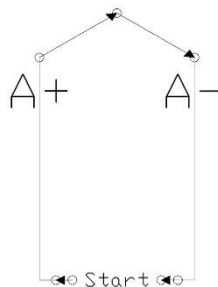
Setelah didapatkan hasil perhitungan mengenai komponen-komponen pneumatik, maka perlu direncanakan juga sistem pneumatik ataupun peralatan pendukungnya agar didapatkan hasil yang optimum sesuai dengan kebutuhan. Adapun skematis dari perencanaan sistem pneumatik yang digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.4 Diagram Sirkuit Pneumatik

4.7 Diagram Notasi Silinder Kerja

Setelah diagram sirkuit pneumatik diketahui, maka langkah selanjutnya yaitu menentukan notasi langkah kerja dari pada silinder. Adapun perencanaan diagram notasinya adalah sebagai berikut:

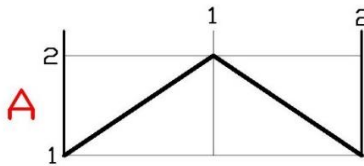


Gambar 4.5 Diagram Notasi Silinder

4.8 Diagram Gerak Langkah Silinder

Sebelum mulai menyusun circuit diagram, hal-hal yang harus diperhatikan antara lain:

Diagram ini digunakan untuk gerakan yang berurutan didalam daerah kerja pneumatik dan menunjukkan langkah dari actuator (silinder). Pada saat posisi normal dengan diagram notasi maka silinder diam dan ketika *foot valve 3/2* di injak atau ditekan dengan cara ditahan maka gerak silinder menjadi maju atau menuju ke posisi *full stroke* dan seketika dilepas maka silinder kembali menuju titik A- atau A1.



Gambar 4.6 Diagram Gerak Langkah

4.9 Modifikasi yang Dilakukan

Secara garis besar, modifikasi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Mengganti pisau dengan kerataan yang lebih baik
2. Menambahkan pneumatik berkapasitas silinder 50 mm dan panjang rod 100mm dengan tekanan 7 bar.
3. Menambahkan *directional control valve* katup 5/2 double acting cylinder dengan sistem kerja spring return.

Berikut adalah foto Mesin Pemotong Pipa dengan Sistem Pneumatik:



Gambar 4.7 Foto Mesin Pemotong Pipa

Spesifikasi silinder yang di gunakan pada alat pemotong pipa ini memiliki diameter 50 mm dengan panjang rod 100 mm

4.10 Pengukuran Kapasitas Mesin

Dari pengujian Mesin Pemotong pipa dengan Sistem Pneumatik yang menghasilkan pipa 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:

Perhitungan percobaan gaya tekan pipa :

Tabel 4.2 Data gaya tekan percobaan

No.	Gaya (kgf)	Waktu (s)
1	5	1,8
2	7	2,2
3	8	2,4
4	10	2,6
5	12	2,8

6	13	3
7	14	3,2
Σ Rata Rata	9,85 kgf	2,57 s

Dari Hasil Uji yang telah dilakukan diperoleh Gaya tekan sebesar $9,85 \text{ kgf} \times 10 = 98,5 \text{ N}$ dan Rata- rata waktu saat pengujian 2,57 detik.

4.11 Hasil Pengujian

Berikut merupakan hasil pemotongan pada Mesin Pemotong pipa dibandingkan dengan alat sebelum dan sesudah setelah dilakukan modifikasi. Pada Mesin Pemotong yang sebelumnya masih menggunakan gerinda duduk sehingga kurang efektif waktu pengerjaan dibandingkan menggunakan pneumatic sehingga lebih cepat dan efisien .

Dalam penentuan gaya potong ini dilakukan pengujian terhadap pipa dengan menggunakan pisau yang sudah dirancang dan menggunakan mesin dengan sistem pneumatik. Material yang digunakan yaitu pipa dengan tebal 1,2 mm. Pipa terbuat dari Baja AISI 4130.

Percobaan Pemotongan dengan tekanan yang berbeda :

Tabel 4.3 Percobaan pemotongan pipa

NO	Tekanan (P)	Waktu (s)
1	6 bar	18,32 s
2	7 bar	15,06 s
3	8 bar	12,50 s

Dari percobaan yang dilakukan didapat hasil sebagai berikut :

Berikut merupakan hasil pemotongan dari mesin pemotong sandal hotel dengan tekanan 6 bar memakan waktu 18,32 detik. Potongan yang dihasilkan pun masih memiliki ke tidak rataan pada permukaan hasil pemotongan.



Gambar 4.8 Hasil cutting dengan pressure 6 bar

Berikut merupakan hasil pemotongan dari mesin pemotong sandal hotel dengan tekanan 7 bar dengan memakan waktu 15,06 detik. menghasilkan potongan yang dapat terpotong seluruhnya lebih halus dibandingkan dengan menggunakan tekanan 6 bar.



Gambar 4.9 hasil cutting dengan pressure 7 bar

Berikut merupakan hasil pemotongan dari mesin pemotong sandal hotel dengan tekanan 8 bar dengan memakan waktu 12,50 detik. menghasilkan potongan yang dapat terpotong seluruhnya tampak sisinya halus dibandingkan dengan menggunakan tekanan 6 bar dan 7 bar. Akan tetapi untuk mesin pemotong pipa dengan system pneumatic ini lebih aman memakai tekanan 7 bar.



Gambar 4.10 hasil cutting dengan pressure 8 bar

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai hasil dari tujuan yang ingin dicapai. Adapaun hasilnya adalah sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil analisis gaya didapatkan perhitungan untuk gaya potong sebesar 771,09 kgf
2. Torsi dan Daya motor yang dibutuhkan untuk memutar pipa didapatkan untuk perhitungan torsi sebesar 108,35 kgf.mm dan daya motor sebesar 0,16 kW sehingga menggunakan daya motor 0,5 HP.
3. Untuk perencanaan pneumatik didapatkan untuk kapasitas silinder pneumatik berdiameter 45,9 mm dan diperoleh diameter pipa 4,67 mm. Jadi digunakan untuk kapasitas silinder 50 mm dengan diameter pipa 8 mm.
4. Dari pengujian yang dilakukan selama 5 menit, didapatkan rata-rata kapasitas Mesin Pemotong pipa diperoleh gaya tekan sebesar 98,5 N dengan rata – rata waktu pengujian 2,57 detik.

5.2 Saran

Saran yang diperlukan agar Mesin Pemotong pipa ini dapat beroperasi dengan lebih baik lagi adalah:

1. Memperbesar torsi dan daya pemutar pipa agar dapat mempercepat pemotongan sehingga waktu yang dihasilkan lebih singkat.
2. Memperkecil jarak antara pisau ke pipa agar waktu yang dibutuhkan pada saat pemotongan lebih singkat.

3. Tekanan Mesin Pemotong pipa kurang tinggi, sehingga untuk pengembangan lebih lanjut tekanan pneumatik lebih tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

- Esposito, Anthony. Fluid Power with Application sixth edition. New Jersey: Prentice Hall International Inc, 2003.
- Kalpakjian, Serope and Steven Smith. Manufacturing Engineering and Technology. Prentice Hall, 2009.
- Majumdar, S.J. Pneumatic Systems - Principles and Maintenance. New York: Mc Graw - Hill, 1995.
- Schey, John A. Proses Manufaktur . Ontario: ANDI Yogyakarta, 2000.
- Warring, R.H. Pneumatic Handbook. England: Trade and Technical Press, 1982
- Deutschman Aaron D. 1975.Machine Design Theory And Practice, Macmillan Publishing Co, Inc, Newyork
- Doborvolsky V . Machine Elements : Peace Publishers, Moscow
- Putra, Angga Buana, Dkk. 2010. “Rancang Bangun Mesin Pemotong Kertas Dokumen”. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sularso, Kiyokatsu Suga. 2002. “Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin”, Cetakan Ke 10, PT Pradnya Paramitha, Jakarta.
- Suhariyanto, Dkk. 2012. “Diktat Elemen Mesin II”. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

LAMPIRAN

LAMPIRAN 1. Tabel P_0

yang dinyatakan

Tabel 5.5 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal, P_0 (kW).

Tabel 5.5 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal, P_0 (kW).

Penampang-A						Penampang-B								
Petaran pali tali	Merah		Standar	Harga tambahan karena perbandingan putaran		Merah		Standar	Harga tambahan karena perbandingan putaran		2,00-			
	67mm			100mm		118mm			150mm					
	67mm	100mm		100mm	150mm	118mm	150mm		150mm	200mm				
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,43	0,67	0,04	0,07			
400	0,26	0,53	0,21	0,48	0,04	0,05	0,04	0,74	1,18	0,09	0,13			
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,07	0,07	1,00	1,64	0,13	0,20			
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,09	0,10	1,25	2,07	0,18	0,26			
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,11	0,12	1,46	2,46	0,22	0,33			
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,13	0,15	1,65	2,82	0,26	0,40			
1400	0,66	1,56	0,48	1,31	0,12	0,15	0,18	1,83	3,14	0,31	0,46			
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,18	0,20	1,98	3,42	0,35	0,53			

LAMPIRAN 2. Faktor Koreksi F_c

Tabel 5.17 Faktor koreksi f_c .

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

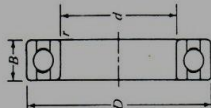
LAMPIRAN 3. Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling

TABLE 14-3 Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

TABLE 14-3 Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200



Bearing number	Nominal bearing dimensions						Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_o		Basic dynamic load rating, C		
	d		D		B		r^*	Housing		lb	lb	lb	lb	
	mm	in	mm	in	mm	in		Shaft						Housing
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885		
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180		
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320		
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660		
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210		
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430		
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350		
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450		
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050		
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650		
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050		
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500		
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050		
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900		
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800		
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400		
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600		
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600		
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600		
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800		
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100		
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000		
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900		
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900		

LAMPIRAN 4. Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling

TABLE 14-3 (continued)

A. Series 6200, continued

Bearing number	Nominal bearing dimensions						Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0		Basic dynamic load rating, C	
	d		D		B		r^*	Shaft		Housing	lb	lb	lb
	mm	in	mm	in	mm	in							
6226	130	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	0.098	5.669	8.504	12.7	29 100	28 700	29 100
6228	140	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	0.098	6.063	9.291	19.6	29 300	28 700	29 300
6230	150	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	0.098	6.457	10.079	25.3	32 500	30 000	32 500
6232	160	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	0.098	6.850	10.886	32.0	35 500	32 000	35 500
6234	170	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	0.118	7.362	11.535	38.5	43 000	36 500	43 000
6236	180	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	0.118	7.758	11.929	41.0	46 500	39 000	46 500
6238	190	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	0.118	8.150	12.717	50.5	54 500	44 000	54 500
6240	200	7.8740	360	14.1732	58	2.2835	0.118	8.543	13.504	61.5	60 000	46 500	60 000

Series 6300

B. Series 6300

6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.563	1.181	0.563	1.181	0.12	805	1400	805	1400
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	0.039	0.656	1.220	0.656	1.220	0.13	990	1680	990	1680
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	0.039	0.781	1.417	0.781	1.417	0.18	1200	1980	1200	1980
6303	17	0.6693	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.875	1.614	0.875	1.614	0.25	1460	2360	1460	2360
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.016	1.772	1.016	1.772	0.32	1730	2760	1730	2760
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	0.039	1.220	2.165	1.220	2.165	0.52	2370	3550	2370	3550
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	0.039	1.469	2.559	1.469	2.559	0.76	3150	4600	3150	4600
6307	35	1.3780	80	3.1496	21	0.8268	0.059	1.688	2.795	1.688	2.795	1.01	4050	5800	4050	5800
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	0.059	1.929	3.189	1.929	3.189	1.40	5050	7050	5050	7050
6309	45	1.7717	100	3.9570	25	0.9843	0.059	2.126	3.583	2.126	3.583	1.84	6800	9150	6800	9150
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	0.079	2.362	3.937	2.362	3.937	2.42	8100	10 700	8100	10 700
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	0.079	2.559	4.331	2.559	4.331	2.98	9450	12 300	9450	12 300
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	0.079	2.835	4.646	2.835	4.646	3.75	11 000	14 100	11 000	14 100
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	0.079	3.031	5.039	3.031	5.039	4.63	12 600	16 000	12 600	16 000
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3780	0.079	3.228	5.433	3.228	5.433	5.51	14 400	18 000	14 400	18 000
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	0.079	3.425	5.827	3.425	5.827	6.61	16 300	19 600	16 300	19 600

LAMPIRAN 5. Jenis beban ball bearing

4.2. Ball bearing service factors, F_s

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.3
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

LAMPIRAN 6. Pemilihan lebar pasak

TABLE 11-1 Key size vs. shaft diameter

Nominal shaft diameter		Nominal key size		
Over	To (incl.)	Width, W	Height, H	
			Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/4	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 3/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Source: Reprinted from ANSI Standard B17.1-1967(R98), by permission of the American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved.

Note: Values in nonshaded areas are preferred. Dimensions are in inches.

LAMPIRAN 7. Pemilihan bahan poros dan pasak

Table A-2 Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels
(based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1118	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
2330	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: ASME Handbook: Material Properties, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Ryerson Data Book*, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

LAMPIRAN 8. Pemilihan bahan poros dan pasak
(sambungan)

Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HRN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	59
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	50
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60*
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

LAMPIRAN 9. Tabel Konversi

LAMPIRAN 9. Tabel Konversi

TABLE 1. Conversion Factors		
Area		
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$		$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$		$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$		$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity		
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$		
$= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$		$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
Density		
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$		$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$		
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$		
Energy		
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$		
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$		$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$		$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
		$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$		$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$		
Force		
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$		$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$		
Gravitation		
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$		$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity, specific entropy		
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$		$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
Heat flux (per unit area)		
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$		$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
Heat transfer coefficient		
$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$		$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
Length		
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$		$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$		$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.37 \text{ in.}$		$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$		$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$		$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

Tabel Konversi (lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors		
Specific kinetic energy (V^2)		
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$		$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$		$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)		
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$		$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$		$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
		$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$		
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$		$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature		
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$		$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$		$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$		$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$		$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant		
$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$		$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$		$= 1545.36 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L/kmol} \cdot \text{K}$		$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
		$= 10.7317 \text{ (lbf/in.}^2\text{)} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
Velocity		
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$		$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$		$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$		$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$		$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$		$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$		$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume		
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$		$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$		$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal. (US)} = 3.785412 \text{ L}$		$1 \text{ Gal. (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$		$1 \text{ Gal. (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

Tabel Konversi (lanjutan)

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	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 psi	= 6.894 757 kPa
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
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

LAMPIRAN 10. 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 - 790
		High Carbon Steels	400 - 1155
		Medium Carbon Steels	335 - 900
		Low Carbon Steels	250 - 365
		Low Alloy Steels	400 - 1100
		Stainless Steels	170 - 1000
	Non-ferrous	Aluminum Alloys	30 - 500
		Copper Alloys	30 - 500
		Lead Alloys	8 - 14
		Magnesium Alloys	70 - 400
		Nickel Alloys	70 - 1100
		Titanium Alloys	250 - 1245
		Zinc Alloys	80 - 450
Ceramics	Glasses	Borosilicate Glass (*)	264 - 384
		Glass Ceramic (*)	750 - 2129
		Silica Glass (*)	1100 - 1600
	Porous	Soda-Lime Glass (*)	360 - 420
		Brick (*)	50 - 140
		Concrete, typical (*)	32 - 60
	Technical	Stone (*)	34 - 248
		Alumina (*)	690 - 5500
		Aluminum Nitride (*)	1970 - 2700
		Boron Carbide (*)	2580 - 5687
		Silicon (*)	3200 - 3460
		Silicon Carbide (*)	1000 - 5250
		Silicon Nitride (*)	524 - 5500
		Tungsten Carbide (*)	3347 - 6833
Composites	Metal	Aluminum/Silicon Carbide	280 - 324
		CFRP	550 - 1050
	Polymer	GFRP	110 - 182
			138 - 241
Natural		Bamboo	35 - 44
		Cork	0.3 - 1.5
		Leather	5 - 10
		Wood, typical (Longitudinal)	30 - 70
		Wood, typical (Transverse)	2 - 6

(Data courtesy of Granta Design Ltd)

		σ_y (MPa)	σ_t (MPa)
Polymers ¹	Elastomer	Butyl Rubber	2 - 3
		EVA	12 - 18
		Isoprene (IR)	20 - 25
		Natural Rubber (NR)	20 - 30
		Neoprene (CR)	3.4 - 24
		Polyurethane Elastomers (ePU)	25 - 51
	Thermoplastic	Silicone Elastomers	2.4 - 5.5
		ABS	18.5 - 51
		Cellulose Polymers (CA)	25 - 45
		Ionomer (I)	8.3 - 15.9
		Nylons (PA)	50 - 94.8
		Polycarbonate (PC)	59 - 70
		PEEK	65 - 95
		Polyethylene (PE)	17.9 - 29
		PET	56.5 - 82.3
		Acrylic (PMMA)	53.8 - 72.4
		Acetal (POM)	48.6 - 72.4
		Polypropylene (PP)	20.7 - 37.2
		Polystyrene (PS)	28.7 - 56.2
Thermoset	Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	Polyurethane Thermoplastics (tpPU)	40 - 53.8
		PVC	35.4 - 52.1
		Teflon (PTFE)	15 - 25
		Epoxy	36 - 71.7
		Phenolics	27.6 - 49.7
		Polyester	33 - 40
	Polymer Foams	Flexible Polymer Foam (LD)	0.01 - 0.12
		Flexible Polymer Foam (LD)	0.02 - 0.3
		Flexible Polymer Foam (MD)	0.05 - 0.7
		Rigid Polymer Foam (LD)	0.3 - 1.7
	Polymer Foams	Rigid Polymer Foam (MD)	0.4 - 3.5
		Rigid Polymer Foam (HD)	0.8 - 12
			0.24 - 0.85
			0.24 - 2.35
			0.43 - 2.95
			0.45 - 2.25
			0.85 - 5.1
			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.

LAMPIRAN 11. Tabel standart ukuran diameter silinder pneumatik

Table Typical Standard Size Cylinder Geometri

Cylinder Diameter (mm)	Rod Diameter (mm)	Typical Port Size
12	4	M5
16	6	
20	8	BSP 1/8 in
25	12	or M5
32	12	
40	16	
50	20	BSP ¼ in
63	20	BSP ¼ in
80	25	BSP 3/8 in
100	32	BSP 3/8 in
125	32	BSP 3/8 in
150	35	BSP ½ in
200	50	BSP ¾ in
250	60	BSP 1 in
300	70	BSP 1¼ in
350	80	BSP 1½ in
400	100	BSP 2 in
450	110	BSP 2 in
500	120	BSP 2 in

LAMPIRAN 12. Gaya piston

ISO6431 non-tie rod cylinder

Bore (mm)	Rod (mm)	Action	Pressed area (cm ²)	Operating pressure (kgf/cm ²)							
				3	4	5	6	7	8		
32	12	Push	8.04	24	32	40	48	56	64		
		Pull	6.91	21	27	34	41	48	55		
40	16	Push	12.56	38	50	63	75	88	100		
		Pull	10.56	32	42	53	63	74	84		
50	20	Push	19.63	59	79	98	118	137	157		
		Pull	16.49	49	66	82	99	115	132		
63	20	Push	31.16	93	125	156	187	218	249		
		Pull	28.02	84	112	140	168	196	224		
80	25	Push	50.24	151	201	251	301	352	402		
		Pull	45.34	136	181	227	272	317	363		
100	25	Push	78.5	236	314	393	471	550	628		
		Pull	73.6	221	294	368	442	515	589		
125	32	Push	122.7	368	491	614	736	859	982		
		Pull	114.7	344	459	574	688	803	918		
160	40	Push	201	603	804	1005	1206	1407	1608		
		Pull	188	564	752	940	1128	1316	1504		
200	40	Push	314	942	1256	1570	1884	2198	2512		
		Pull	301	903	1204	1505	1806	2107	2408		
250	50	Push	491	1473	1964	2455	2946	3437	3928		
		Pull	471	1413	1884	2355	2826	3297	3768		
320	60	Push	804	2412	3216	4020	4824	5628	6432		
		Pull	776	2328	3104	3880	4656	5432	6208		

LAMPIRAN 13. Tabel Kebutuhan Udara

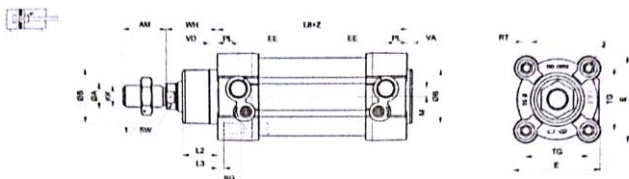
Diameter	Tekanan Kerja (bar)									
Piston	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
(mm)	Kebutuhan udara (q) dalam liter/cm langkah									
6	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0022	0,0025	0,0027	0,0030
12	0,002	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012
16	0,004	0,006	0,008	0,010	0,011	0,014	0,016	0,018	0,020	0,022
25	0,010	0,014	0,019	0,024	0,029	0,033	0,038	0,043	0,048	0,052
35	0,019	0,028	0,038	0,047	0,056	0,066	0,075	0,084	0,093	0,103
40	0,025	0,037	0,049	0,061	0,073	0,085	0,097	0,110	0,122	0,135
50	0,039	0,058	0,077	0,096	0,115	0,134	0,153	0,172	0,191	0,210
70	0,076	0,113	0,150	0,187	0,225	0,262	0,299	0,335	0,374	0,411
100	0,155	0,231	0,307	0,383	0,459	0,535	0,611	0,687	0,763	0,839
140	0,303	0,452	0,601	0,750	0,899	1,048	1,197	1,346	1,495	1,644
200	0,618	0,923	1,227	1,531	1,835	2,139	2,443	2,747	3,052	3,356
250	0,966	1,441	1,916	2,392	2,867	3,342	3,817	4,292	4,768	5,243

LAMPIRAN 14. Spesifikasi Silinder Pneumatik

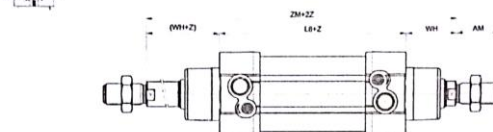
KL Cylinders ISO 15552 - Ø 32 + 125 mm



Standard version



Through rod version



Z = stroke

Overall Dimensions

Ø	QA	AM	OB	BG	E±0.5	RK	L2	L3	L8	PL	RT	SW	TG	VA	VD	WH	EE	M	1	2	ZM			
										nom.	tol.		nom.	tol.							nom.	tol.		
32	12	22	30	16	46.5	M10x1.25	16	5	94	+0.4	14	M6	10	32.5	+0.5	5.5	5	26	G1/8	4.4	17	6	146	+1.0 -1.5
40	16	24	35	16	52	M12x1.25	20	5	105	+0.7	16	M6	13	38	+0.5	4	5.5	30	G1/4	5	19	6	165	+1.0 -1.5
50	20	32	40	17	64.5	M16x1.5	26	6	106	+0.7	15.5	M8	17	46.5	+0.6	4	6	37	G1/4	6	24	8	180	+1.0 -1.5
63	20	32	45	18	76.5	M16x1.5	26	6	121	+0.8	17.5	M8	17	56.5	+0.7	4	6	37	G1/4	8	24	8	195	+1.0 -1.5
80	25	40	45	20	95	M20x1.5	32	7	120	+0.8	20	M10	22	72	+0.7	4	8	46	G3/8	7.5	30	10	220	+1.0 -1.5
100	25	40	55	20	114	M20x1.5	35	7	138	+1	20.5	M10	22	89	+0.7	4	8	51	G1/2	9	30	10	240	+1.0 -1.5
125	32	54	60	24	140	M22x2	45	8	160	+1	20.5	M12	27	110	+1.1	5.5	10	65	G1/2	11	41	12	290	+1.0 -1.5

Mass

Ø	Cylinder - stroke 0	Increase per mm stroke	Moving element - stroke 0	Moving element increase g/mm	Thrust (N)	Traction (N)
	Kg	gf	Kg		6 bar	6 bar
32	0.48	2.05	0.13	0.9	482	414
40	0.71	3.06	0.25	1.6	754	633
50	1.18	4.28	0.44	2.5	1178	990
63	1.74	4.91	0.55	2.5	1869	1680
80	2.74	7.20	0.97	3.8	3014	2722
100	3.92	8.00	1.19	3.8	4710	4416
125	6.83	12.40	2.20	6.2	7359	6882

Through rod cylinder mass

Ø	Cylinder - stroke 0	Increase per mm stroke	Moving element - stroke 0	Moving element increase g/mm
	Kg	gf	Kg	
32	0.55	2.92	0.19	1.8
40	0.85	4.62	0.36	3.2
50	1.44	6.72	0.64	4.9
63	2.01	7.36	0.74	4.9
80	3.19	11.0	1.35	7.6
100	4.46	11.8	1.37	7.6
125	7.81	18.51	3.05	12.4

Nominal stroke tolerance

Ø	Strokes up to 500	Strokes from 501 to 1000	Length	Kinetic energy absorption
	mm	mm	mm	Joules
32	+2 -0	+3.2 -0	18	1.8
40	+2 -0	+3.2 -0	24	2.5
50	+2 -0	+3.2 -0	24	4.5
63	+2.5 -0	+4 -0	30	8
80	+2.5 -0	+4 -0	30	12
100	+2.5 -0	+4 -0	35	21
125	+4 -0	+5 -0	35	36

Cushion

LAMPIRAN 15. Spesifikasi Konektor

Accessories

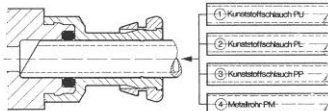
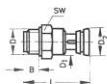
Quick push-pull connectors for PL, PP and PU plastic tubing and plastic-coated alloy tube PM

FESTO
PNEUMATIC

Quick push-pull connector Type CS...

These quick push-pull connectors can be used to assemble the plastic-coated alloy tube Type PM or plastic tubing Types PL, PP and PU simply and quickly.

Assembly: Insert tubing or alloy tube into tubing connection until the noticeable resistance of the sealing ring is overcome. Then slide in tube or plastic tubing as far as it will go. Slip locking ring over tubing connection.



- ① Plastic tubing
- ② PL plastic tubing
- ③ PP plastic tubing
- ④ PM alloy tube

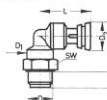
Accessories: See sheet 6.510

Order code		For tubing/ tube inside dia.	Connection D	Nominal size mm	Material	Weight kg	Dimensions				
Part No.	Type						B	D ₁	D ₂	L	SW
With metal connector and sealing ring											
5787	CS-M 5-PK-3	3	M 5	2.4	Steel/ plastic	0.004	3.5	—	10.5	31	8
5788	CS-M 5-PK-4	4/4	M 5	2.4	plastic	0.005	3.5	—	11.5	31	10
10 100	CS-1/8-PK-3-B	3	G 1/8	3	Aluminum/ plastic	0.006	5	—	12.5	33	13
10 101	CS-1/8-PK-4-B	4/4	G 1/8	4	plastic	0.006	5	—	14	33	13
12 620	CK-1/8-PK-6	6/5.2	G 1/8	5.3	—0.95 to +10 bar*	0.007	6.5	—	17	34.5	13
10 102	CS-1/4-PK-4-B	4/4	G 1/4	4	—	0.009	6.5	—	14	35	17
10 103	CS-1/4-PK-6	6/5.2	G 1/4	6	—	0.010	6.5	—	17	35	17
12 962	CS-1/4-PK-8	8	G 1/4	8	—10 to +60 °C	0.150	6.5	—	21	47	17
10 104	CS-3/8-PK-6	6/5.2	G 3/8	6	—	0.140	8.5	—	17	37	19
12963	CS-3/8-PK-8	8	G 3/8	8	—	0.020	8.5	—	21	50	19
Plastic design											
5789	CS-1/8-PK-3-KU	3	G 1/8	3	Plastic with moulded-on sealing ring	0.004	6.5	14.2	12.5	32.4	13
5790	CS-1/8-PK-4-KU	4/4	G 1/8	4	—	0.004	6.5	14.2	14	32.4	13
5792	CS-1/4-PK-4-KU	4/4	G 1/4	4	—	0.005	8.5	14.2	14	34.5	17
6699	CS-1/4-PK-6-KU	6/5.2	G 1/4	6	—0.95 to +10 bar*	0.005	8.5	16	17	35	17
6700	CS-3/8-PK-6-KU	6/5.2	G 3/8	6	—10 to +60 °C	0.007	10.5	16	17	37	19

* Suitable for frequent clamping and releasing of the plug-in connection

Quick push-pull elbow Type LCS...

Upper section can be swivelled through 360°



Order code		For tubing/ tube inside dia.	Connection D	Nominal size mm	Material	Weight kg	Dimensions				
Part No.	Type						B	D ₁	D ₂	H	L
With metal connector and sealing ring											
12 952	LCS-M 5-PK-3	3	M 5	3	Steel	0.01	3.5	—	12.5	21.8	26.4
13 688	LCS-M 5-PK-4	4/4	M 5	4	plastic	0.01	3.5	—	14	21.8	26.4
10 105	LCS-1/8-PK-3	3	G 1/8	3	Aluminum/ plastic	0.008	5	—	12.5	20	26.5
10 106	LCS-1/8-PK-4	4/4	G 1/8	4	plastic	0.008	5	—	14	20	26.5
12 621	LCS-1/8-PK-6	6/5.2	G 1/8	5.3	—0.95 to +10 bar*	0.008	5	—	17	23.1	27.9
10 107	LCS-1/4-PK-4	4/4	G 1/4	4	—	0.012	6.5	—	14	21	26.5
10 108	LCS-1/4-PK-6	6/5.2	G 1/4	6	—	0.014	6.5	—	17	22.5	28
12 964	LCS-1/4-PK-8	8	G 1/4	8	—10 to +60 °C	0.025	6.5	—	21	31.2	40
10 109	LCS-3/8-PK-6	6/5.2	G 3/8	6	—	0.017	8.5	—	17	22.5	28
12 965	LCS-3/8-PK-8	8	G 3/8	8	—	0.028	8.5	—	21	32	40
Plastic design											
9618	LCS-1/8-PK-3-KU	3	G 1/8	3	Plastic with moulded-on sealing ring	0.005	6.5	14.2	12.5	18.5	26.3
6833	LCS-1/8-PK-4-KU	4/4	G 1/8	4	—	0.005	6.5	14.2	14	18.5	26.3
6835	LCS-1/4-PK-4-KU	4/4	G 1/4	4	—	0.007	8.5	14.2	14	18.7	26.3
6836	LCS-1/4-PK-6-KU	6/5.2	G 1/4	6	—0.95 to +10 bar*	0.008	8.5	16	17	20.2	27.8
9619	LCS-3/8-PK-6-KU	6/5.2	G 3/8	6	—10 to +60 °C	0.017	10.5	16	17	20.3	27.8

* Pressure range for nominal size 8 mm: -0.95 to +7 bar

Subject to change

6.120

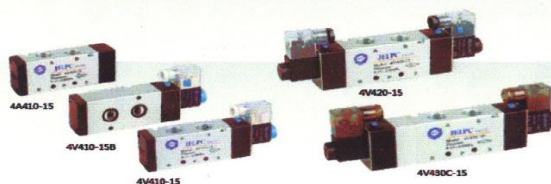
LAMPIRAN 16. Spesifikasi Valve Pneumatik

4V400 Series Solenoid Valve, Air Piloted Valve



JELPC

The way to automation



Ordering Code

4V	4	10	15	B	AC220V	W	F
4V: 4/3W way solenoid valve	400 Series	10: Single coil	15: 1/2"	Blank: Threaded	DC12V DC24V	Blank: Without light indicator	1 F-20 F
4A: 5/2W way air pilot valve		20: Double coil		W: Sub-piloted mounted	AC24V 50Hz/60Hz	LS: Brown with light indicator	
3V: 3/2 way solenoid valve		30C: Mid-position closed		Blank: 5/2: 5/3 way single	AC110V 50Hz/60Hz	ES: White with light indicator	
3A: 3/2 way air pilot valve		30E: Mid-position vented		NC: 3/2 Way normally closed	AC220V 50Hz/60Hz	W: Lead wire	
		30P: Mid-position open		NO: 3/2 Way normally open	AC180V 50Hz/60Hz		

Specification

Model	4V410-15 4A410-15	4V420-15 4A420-15	4V430C-15 4A430C-15	4V430E-15 4A430E-15	4V430P-15 4A430P-15
Valve Type	5/2 Way		5/3 Way		
Effective Cross Section Area	50 mm ² (CV=2.79)		30 mm ² (CV=1.68)		
Model	3V410-15	3V420-15	3A410-15	3A420-15	
Valve Type	3/2 Way				
Effective Cross Section Area	50mm ² (CV=2.79)				
Port Size	Inlet, Outlet, Exhaust Port = G1/2"				
Working Medium	40 Micron Filtered Air				
Operation	Internal piloted				
Working-pressure	0.15 - 0.8 MPa				
Max. Test Pressure	1.2 MPa				
Ambient Temperature	5 - 50 °C				
Operating Voltage Tolerance	± 10%				
Power Consumption	AC: 5.5 VA DC: 4.8 W				
Connector Protection	F Class, IP 65				
Wiring / Connector	Cable / Lead Wire or DIN Connector				
Switching Frequency	5 Cycles / Sec.				
Response Time	0.05 Sec.				

LAMPIRAN 17. Spesifikasi Air Service Unit

CE
ISO9001:2000

JAC Series 1000~5000
Air Filter Combination
(F.R.L. Combination)



JAC2000-02



JAC3000-03

Ordering Code

J A	C	4000	04	D	N
Series	Function	Specification	Port size	Drain Type	Warning Type
JAC2000-02	F.R.L. Combination	1000	MS: MS x 0.8	Blank: Semi-automatic	Blank: Standard
		2000	02: G 1/8"	D: Automatic	IS: Metal cup
		2500	02: G 1/4"		
JAC3000-03		3000	02: G 3/8"		
		4000	04: G 1/2"		
		5000	04: G 3/4"		
			IS: G 1"		

Symbol



Specification

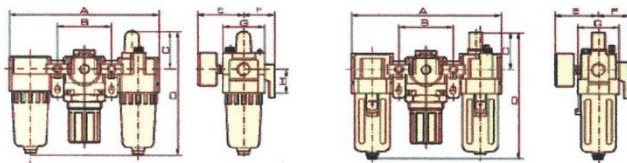
Model	JAC1000-01	JAC2000-01	JAC2500-01	JAC3000-01	JAC3500-01	JAC4000-01	JAC4500-01	JAC5000-01	JAC5500-01	JAC6000-01
Rated Flow	90	500	500	1500	1500	2000	2000	4000	4000	5000
Port Size	MS	1/8	1/4	1/4	3/8	1/4	3/8	3/8	1/2	3/4
Filter Precision	25 µm									
Max. Adjustable Pressure	1.0 MPa									
Exceed Pressure Resistance	1.5 MPa									
Operating Temperature Range	5~60 °C									
Range of Adjustable Pressure	0.05~0.85 MPa									
Suggested Lubricant	ISO VG 32									
Container Material	Poly Carbonate									
Protection Cup Cover	Iron									
Drain Function	Differential Drain, Automatic Drain									
Valve Type	With Overflow									
Filter	JAF1000-01	JAF2000-01	JAF2500-01	JAF3000-01	JAF3500-01	JAF4000-01	JAF4500-01	JAF5000-01	JAF5500-01	JAF6000-01
Regulator	JAR1000-01	JAR2000-01	JAR2500-01	JAR3000-01	JAR3500-01	JAR4000-01	JAR4500-01	JAR5000-01	JAR5500-01	JAR6000-01
Lubricator	JAL1000-01	JAL2000-01	JAL2500-01	JAL3000-01	JAL3500-01	JAL4000-01	JAL4500-01	JAL5000-01	JAL5500-01	JAL6000-01

LAMPIRAN 18. Spesifikasi Air Service Unit (lanjutan)

JAC Series 1000~5000 Air Filter Combination (F.R.L. Combination)

Overall Dimension

JAC1000 ~ JAC5000



Dimension

Model	Bore	A	B	C	D	E	F	G	H
JAC1000	M5	91	33	25.5	84.5	26	25	25	20
JAC2000	1/8 - 1/4	140	50	38	125	56.8	50	40	24
JAC2500	1/4 - 3/8	181	64	38	156.5	60.8	41	53	35
JAC3000	1/4 - 3/8	181	64	38	156.5	60.8	41	53	35
JAC4000	3/8 - 1/2	238	84	41	191.5	65.5	50	70	40
JAC4000-05	3/4	253	89	41	193	69.5	50	70	40
JAC5000	3/4 - 1	300	105	48	271.5	75.5	69.8	90	50

LAMPIRAN 19. Spesifikasi Pipa Saluran Pneumatik

SMC Offers a Rainbow of "Standard" color choices

TIUB 05 BU-33		Length per roll	
Symbol	Tube size	Symbol	Roll size
01	1/8"	33	55 ft.
05	3/16"	39	100 ft.
07	1/4"	169	300 ft.
11	3/8"	282	1000 ft.
19	1/2"	689	1640 ft.

See Color Chart Below.

1 1/8", 3/16", 1/4"
Longer lengths available upon request.

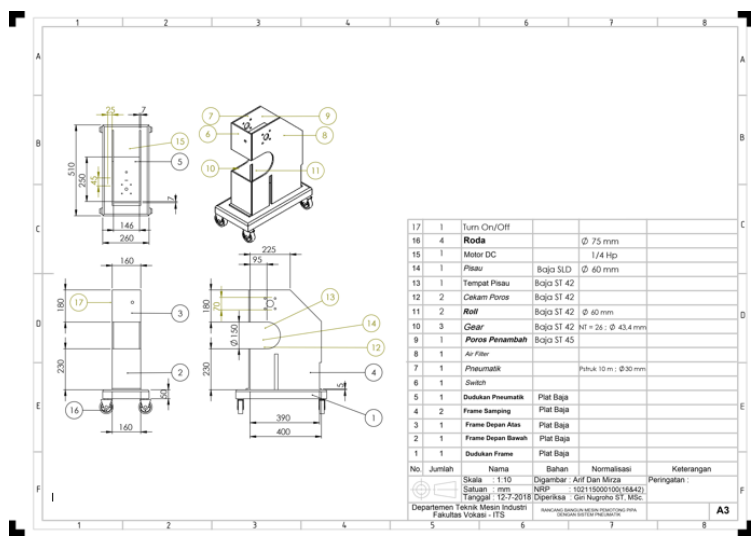
TU 0425 BU-20		Length per roll	
Symbol	Tube size	Symbol	Roll size
0425	4mm (5/32")	20	20'
0426	5mm	20	100 ft.
0427	6mm (5/16")	189	100m
0428	8mm	189	500 ft.
0429	10mm	389	1000 ft.
0430	12mm	689	500m

See Color Chart Below.

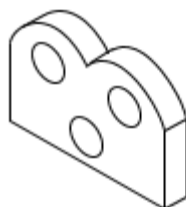
4mm, 6mm, 8mm
* Standard for diam (5/32") & 6mm (5/16") tube size
Longer lengths available upon request.

Color	Tube Sample	Color	Tube Sample
B Black		G4 Dark Green	
BU Blue		GR1 Gray (solid)	
C Clear		GR2 Lt. Gray (solid)	
G Green		P1 Neon Pink	
R Red		PU1 Purple (solid)	
W White		PU2 TR Purple	
Y Yellow		R1 Red (solid)	
YR Orange		R2 TR Red	
BU1 Blue (solid)		S1 Silver	
BU2 TR Blue		Y1 Yellow (solid)	
BU3 Med. Blue		Y2 TR Yellow	
BR1 Brown (solid)		Y3 Neon Yellow	
G1 Green (solid)		YR1 TR Orange	
G2 TR Green		YR2 Neon Orange	
G3 Neon Green			

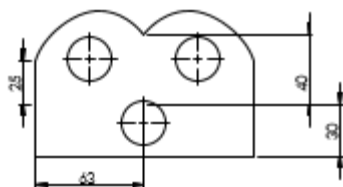
Note: Quick ship colors include: Black, Blue, Clear, Green, Red, White, Yellow and Orange.



LAMPIRAN 21. A4 Cekam Poros Roll



SCALE 1 : 2



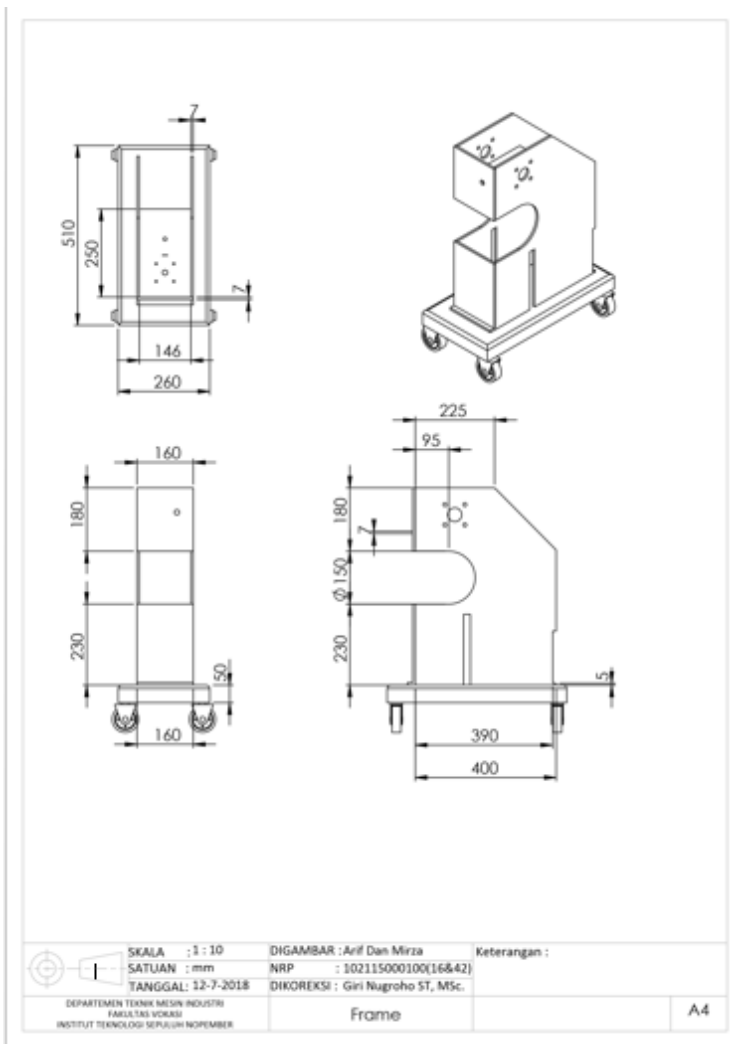
SCALE 1 : 2



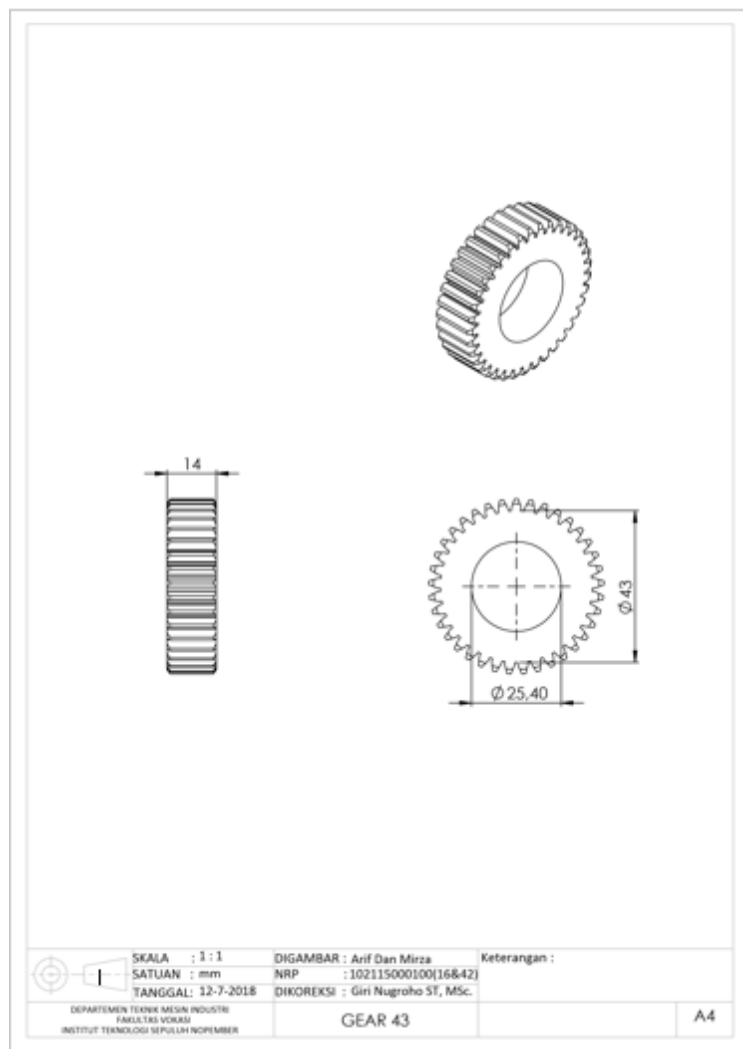
SCALE 1 : 2

	SKALA : 1 : 2	DIGAMBAR : Arif Dan Mirza	Keterangan :
	SATUAN : mm	NRP : 102115000300136842	
	TANGGAL : 12-7-2018	DIKOREKSI : Gini Nugroho ST, MSc.	
DISAPAKAN: YUSUF MOH. RIDWANI RAKULIA WIDHAR INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER			A4

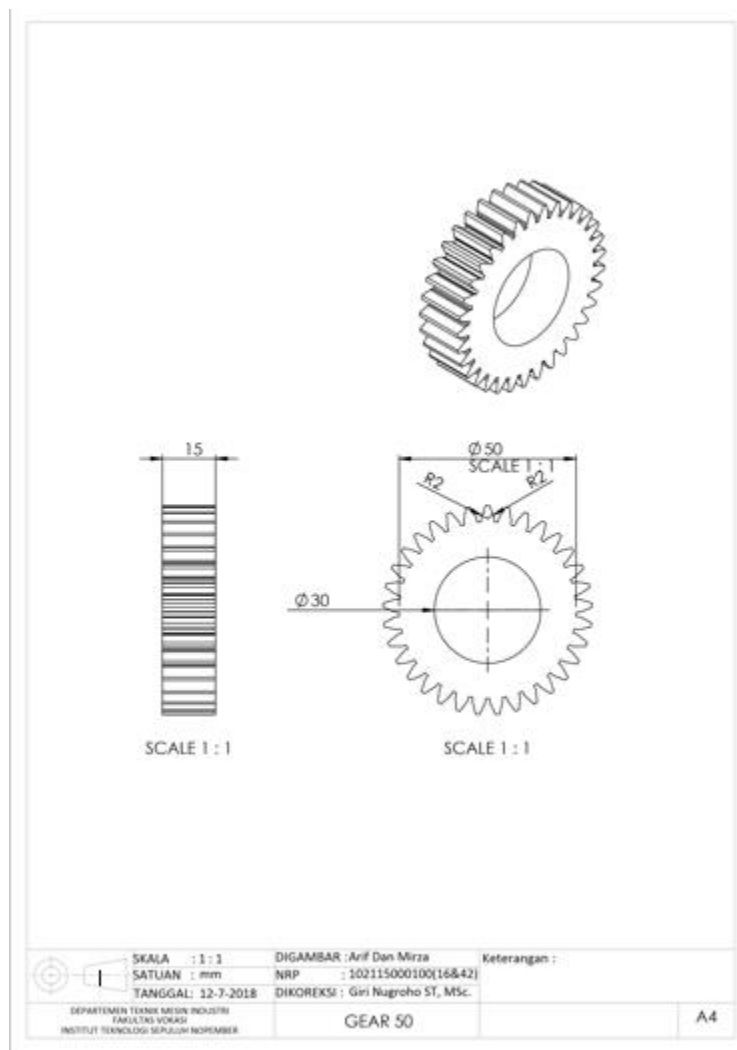
LAMPIRAN 22. A4 Frame



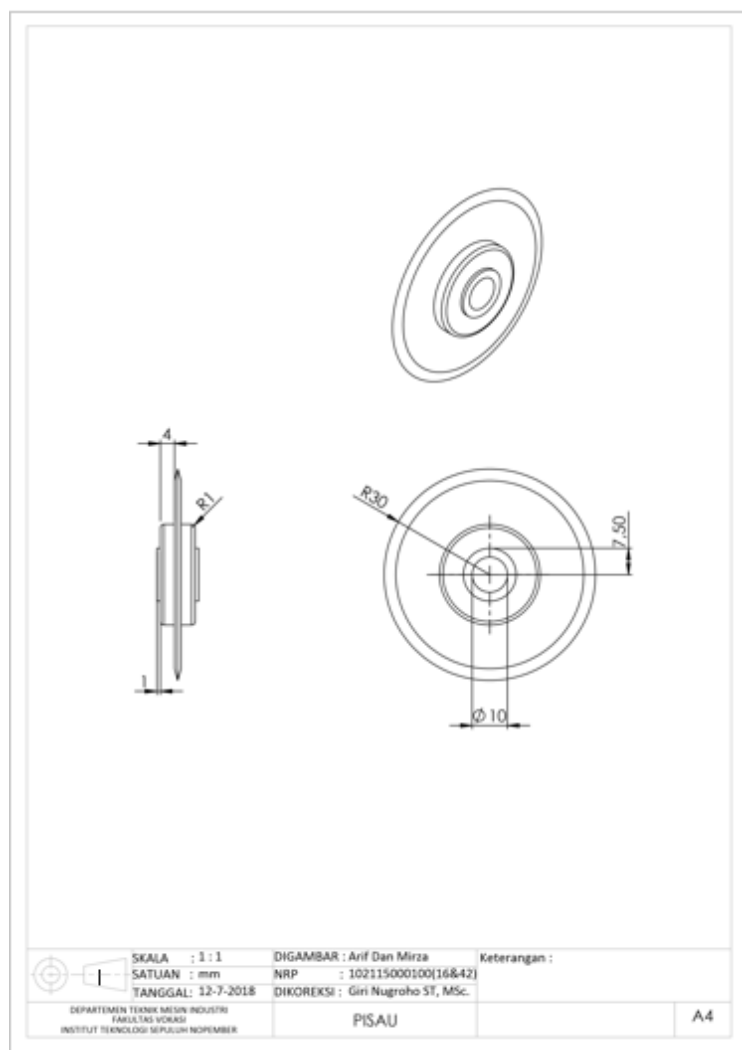
LAMPIRAN 23. A4 Gear 43



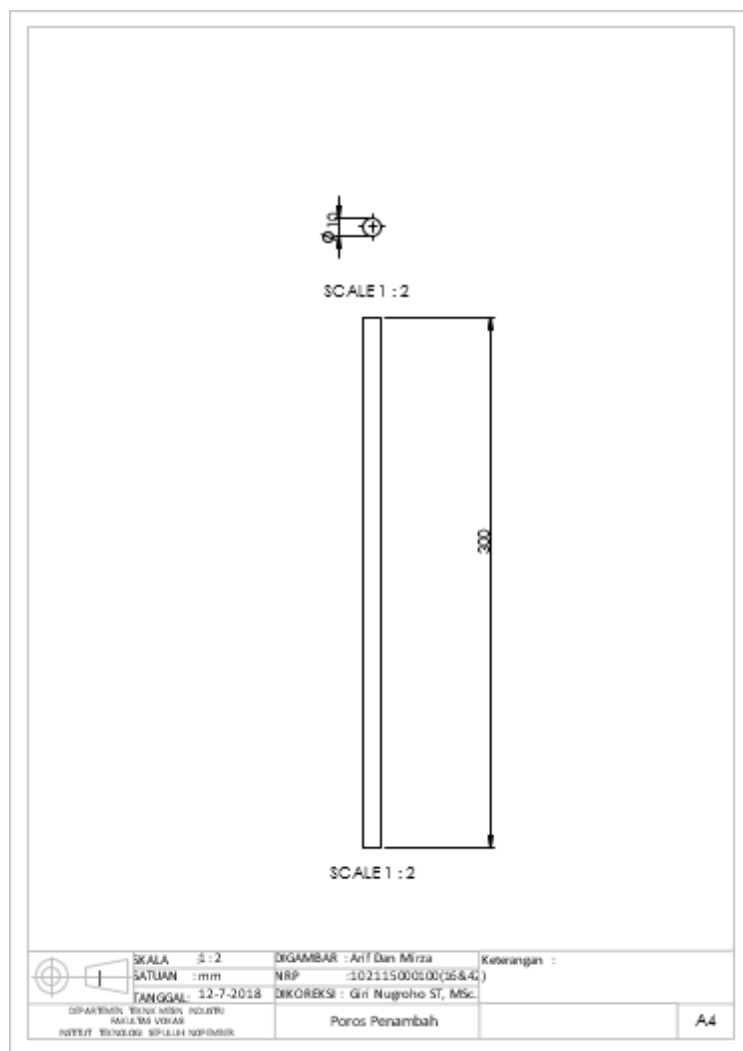
LAMPIRAN 24. Gear 50



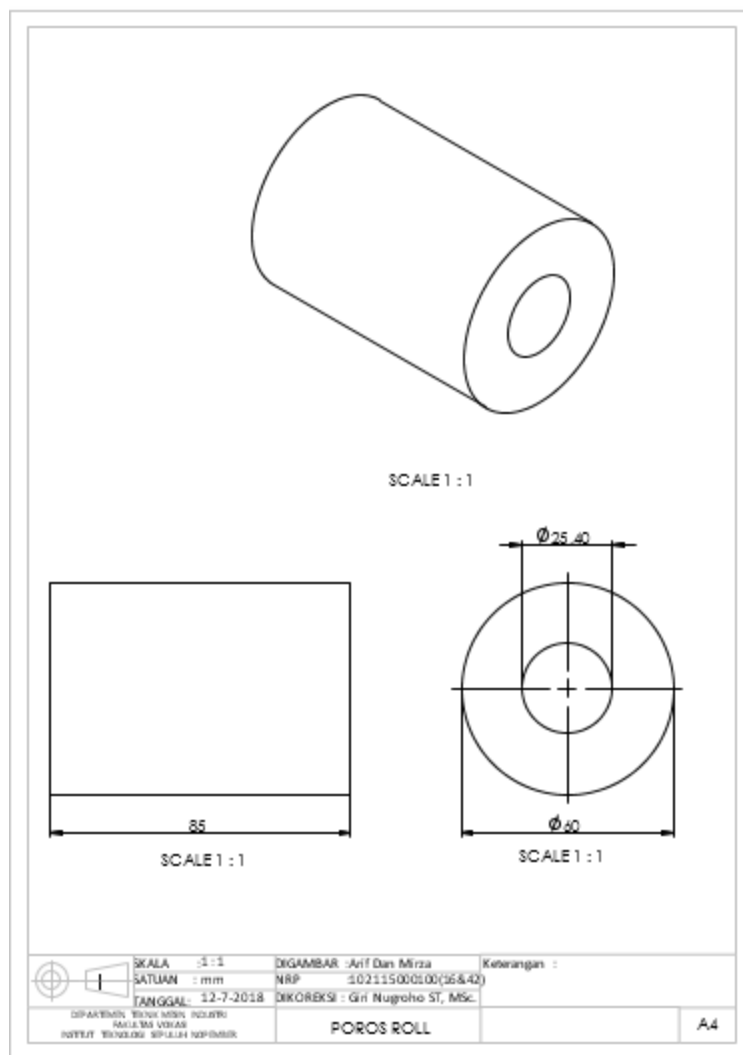
LAMPIRAN 25. A4 Pisau



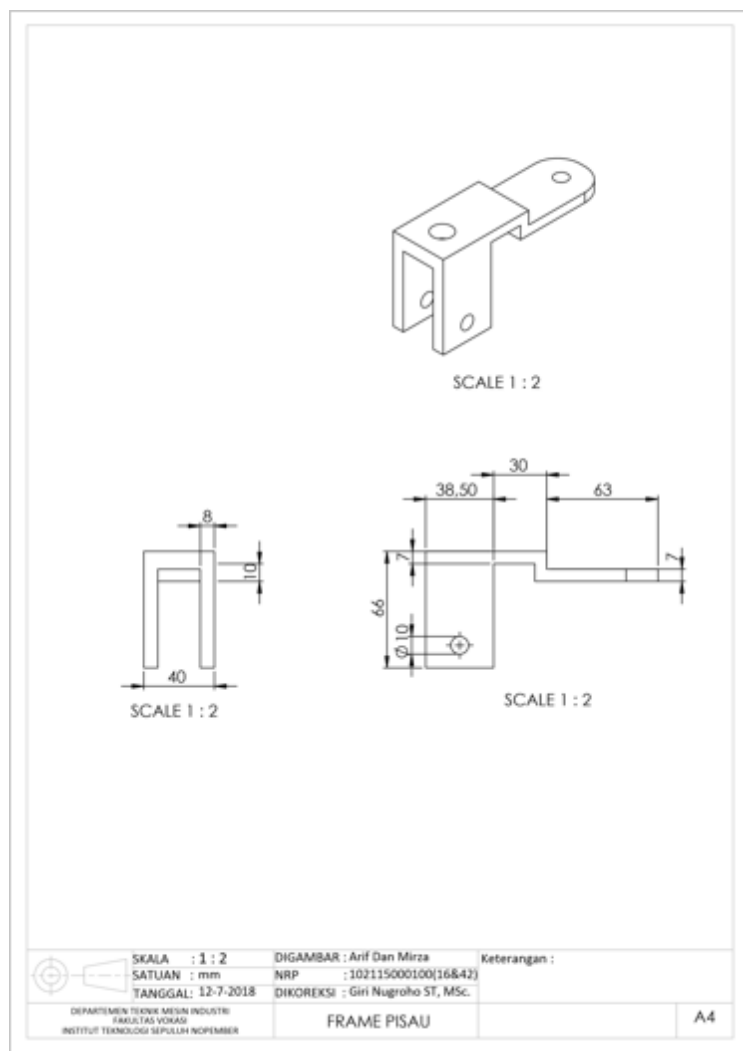
LAMPIRAN 26. A4 Poros Penambah



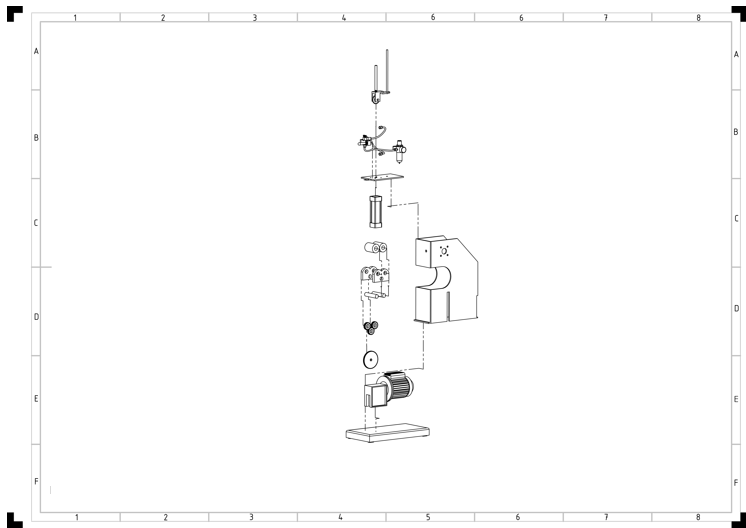
LAMPIRAN GAMBAR 27. A4 Roll



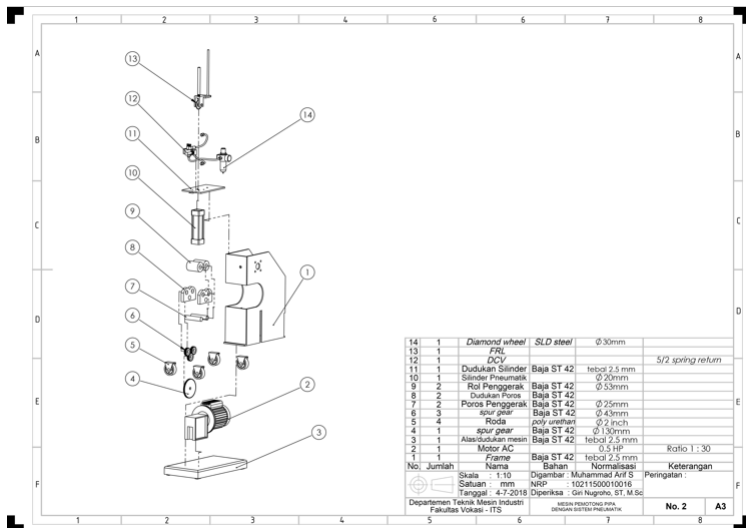
LAMPIRAN 28. A4 Tempat Pisau



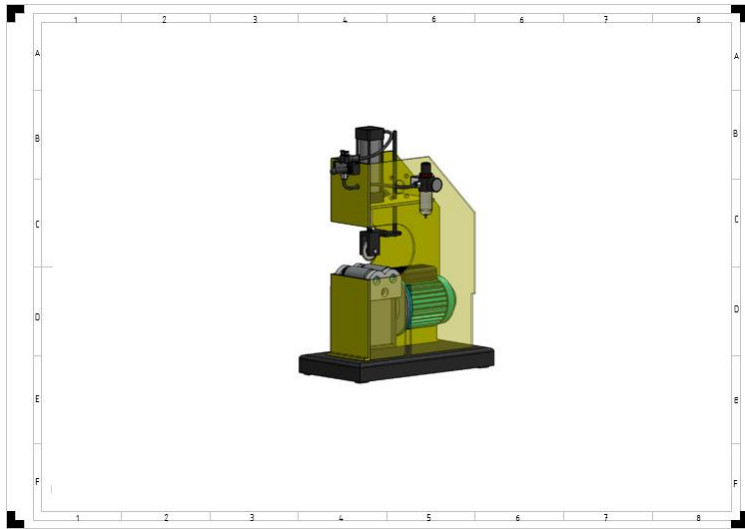
LAMPIRAN 29. A3 Gambar Explode



LAMPIRAN 30. A3 Gambar Assembly



LAMPIRAN 31. Gambar 3D Orthogonal



BIODATA PENULIS

M. Arif Suharsono

10211500010016



Penulis lahir di Sidoarjo , 20 Agustus 1997 merupakan anak tunggal. Penulis telah menempuh pendidikan di SDN Celep II, SMPN 1 Wonoayu dan SMAN 1 Wonoayu, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti Pra-FMD di puslatpur Purbaya, Pra-TD, dan Pernah mengikuti UKM Musik ITS. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT. Coca – cola Bottling Indonesia.

Email : muhammadarifisuharsono@gmail.com

BIODATA PENULIS
Mirza Ahmad Brilliantoro
10211500010042



Penulis lahir di Surabaya , 02 Desember 1996 merupakan anak kedua. Penulis telah menempuh pendidikan di SD Muhammadiyah 4 Surabaya, SMPN 39 Surabaya dan SMA Trimurti Surabaya, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti Pra-FMD di puslatpur Purbaya, Pra-TD, dan Pernah mengikuti UKM Musik ITS. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT. Coca – cola Bottling Indonesia.

Email : mirzaa684@gmail.com