

34586/H/09



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

RSM
621.845
Rah
R-1
2009

TUGAS AKHIR - RM 0504

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK BRIKET BATUBARA

DWI ANGGA RAHARJA
2105 039 024

Dosen Pembimbing
Ir. EDDY WIDIYONO, MSc

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	19-2-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	123

Jurusan D-3 Politeknik Mesin Disnaker
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM 0504

**DESIGN AND BUILD
PRINTER MACHINE OF COAL BRIQUETTE**

DWI ANGGA RAHARJA
2105 039 024

Lecture
Ir. EDDY WIDIYONO, MSc

**PROGRAM STUDY DIPLOMA III DISNAKER
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Engineering
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2009**

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK BRIKET BATUBARA

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada

Bidang Studi Manufaktur
Program Studi DIII Politeknik Mesin ITS – Disnaker
Jurusan Mesin Produksi
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

DWI ANGGA RAHARJA
2105 039 024

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :

I. Ir. Eddy Widiyono, M.Sc



SURABAYA, JANUARI 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENCETAK BRIKET BATUBARA

Nama Mahasiswa : DWI ANGGA RAHARJA
NRP : 2105 039 024
Jurusan : D-3 Politeknik Mesin Disnaker
FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. EDDY WIDIYONO, MSc

Abstrak

Proses pembuatan briket batubara melalui beberapa tahapan yaitu proses penghancuran batubara, pencampuran serbuk batubara dengan tapioca sebagai perekat, dan pencetakan briket batubara. Pada umumnya pengoperasian mesin pencetak briket batubara masih secara manual dimana operator menarik tuas ke bawah dengan tangan atau diinjak dengan kaki. Karena kualitas hasil pencetakan yang kurang, maka penulis berinisiatif untuk memperbaiki kinerja alat tersebut.

Perbaikan alat ini adalah dengan melakukan perhitungan terhadap gaya penekanan, membuat rangka yang lebih ekonomis, memperbaiki cetakan dengan sekali cetak menghasilkan 7 buah briket dengan berat @ 30gram, menambahkan fixture, dan memperbaiki sistem kerja dengan menggunakan sistem hidraulik.

Dari hasil perhitungan didapatkan gaya tekan untuk mencetak briket batubara sebesar 25223,9 N, dengan spesifikasi silinder aktuator sebagai berikut : $D_{\text{piston}} = 0,080$ m, $D_{\text{rod}} = 0,025$ m, Stroke = 0,060 m, Tekanan maksimum = 98 bar. Setelah itu didapatkan tekanan perencanaan pada silinder sebesar $5,8 \times 10^5$ N/m², kapasitas pompa $2,81 \times 10^{-5}$ m³/detik dan daya motor 225 Watt.

Kata kunci : Briket, Batubara, Pencetak

DESIGN AND BUILD PRINTER MACHINE OF COAL BRIQUETTE

Name : DWI ANGGA RAHARJA
NRP : 2105 039 024
Program Study : D-3 Polytechnic Disnaker Mechanical
Engineering Department FTI-ITS
Lecture : Ir. EDDY WIDIYONO, MSc

Abstract

The process of coal briquette through several phases, smashing the coal, coal dust mixing with tapioca as adhesive, and printing briquette coal. In general, the operation of the machine is still printing briquette coal operator manually where the operators pull down the lever with the hand or press it with foot. Because the quality of printing results that are less, the author has some initiatives to improve the performance of these tools.

Improvements to this tool is to make the calculation of the force of pressure, to create the framework more economical, to improve the printing of briquette, which once printing can produce 7 briquettes with each briquette have 30gram of weight, add the fixture, and improve the performance with using a hydraulics system.

Results that obtained from the calculation of the force of pressure to print briquette of coal which have 25,223.9 N, with the specification of cylinder actuator as follows: $D_{\text{piston}} = 0.08 \text{ m}$, $0.025 \text{ m} = D_{\text{rod}}$, Stroke = 0.06 m, maximum pressure = 98 bar. After that, was found that the pressure on the planning of cylinder which have $5,8 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, capacity of pumps $2,81 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ and 225 Watt motor power.

Keyword : Coal, Briquette, Printer

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini beserta laporan yang menyertainya.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah yang harus ditempuh oleh mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama Disnaker Jatim-ITS guna menyelesaikan masa studinya. Tugas Akhir juga dijadikan sebagai fasilitas bagi mahasiswa untuk bisa memiliki rasa kepekaan yang tinggi terhadap permasalahan teknis yang ada dalam masyarakat. Hal tersebut perlu dilakukan karena selama ini masyarakat masih belum bisa mengakses dengan baik hasil karya anak bangsa. Adapun tujuan dari penyusunan laporan tugas akhir ini adalah sebagai bentuk media komunikasi antara hasil karya mahasiswa dengan akademisi lainnya ataupun masyarakat.

Dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini, tidak lupa penulis ucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua beserta seluruh keluarga atas dukungan moral dan materi kepada saya.
2. Ir. Eddy Widiyono, M.Sc. selaku dosen pembimbing yang dengan dedikasi dan kesabarannya membimbing proses pengerjaan tugas akhir ini.
3. Wahyu Kustriratno, S.Pd. selaku instruktur pembimbing yang dengan kesabarnya membantu dan membimbing pengerjaan tugas akhir ini.
4. Ir. Arino Anzip MEng, Sc., selaku dosen wali selama penulis kulliah di D3 Teknik Mesin ITS.
5. Dr. Ir .Bambang Sampurno, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Jurusan D3 Teknik Mesin ITS
6. Ir. Suhariyanto, M.T., selaku Ketua Program Studi Diploma 3 Teknik Mesin ITS.



7. R. Soewandi, B.E., S.Pd., selaku Koordinator Program D3 Disnaker-ITS Bidang Keahlian Mesin Produksi
8. Rahman Hakim terima kasih atas bimbingan dan bantuannya selama proses menggambar.
9. Herlambang terima kasih atas pinjaman laptop dan cameranya.
10. Arief, Febrian, terima kasih atas segala bantuan dan motivasinya.
11. Teman seperjuangan yang mengambil tugas akhir semester ini, Rizky, Teguh, Sendy, Kamim, dan Dian, terima kasih atas bantuannya.
12. Semua orang yang telah membantu terselesaikannya pembuatan mesin dan penyusunan laporan ini yang tidak bisa penulis sebutkan.

Penulis menyadari bahwa laporan ini masih belum sempurna, mengingat keterbatasan penulis selaku penyusun yang masih dalam taraf belajar. Untuk itu, penulis sangat berharap kritik dan saran yang konstruktif dari para pembaca, sebagai media perbaikan dan pengembangan penulisan di masa mendatang.

Semoga laporan ini dapat memberikan sumbangsih perkembangan IPTEK bagi almamater ITS pada khususnya, dan bermanfaat bagi seluruh pembaca pada umumnya.

Surabaya, Januari 2009

Penyusun

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK	x
DAFTAR TABEL	xii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan dan Manfaat Penulisan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Metodologi Tugas Akhir.....	4
1.6 Sistematika penulisan	5

BAB II DASAR TEORI

2.1 Briket Batubara di Indonesia.....	7
2.1.1 Jenis Briket Batubara.....	7
2.2 Klasifikasi Dies.....	8
2.2.1 Klasifikasi Dies Berdasarkan Struktur Material.....	8
2.3 Material Benda Kerja.....	9
2.3.1 Bentuk dan Spesifikasi Briket Batubara.....	9
2.4 Fixture.....	10
2.5 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidraulik.....	11
2.6 Hukum Pascal.....	13
2.7 Transmisi Gaya Hidraulik.....	14
2.8 Transmisi Tekanan.....	16
2.9 Peresamaan Kontinuitas.....	17
2.10 Daya Hidraulik.....	18
2.11 Persamaan Energi.....	21

2.12 Sistem Distribusi.....	23
2.12.1 Pipa.....	24
2.12.2 Hose.....	26
2.13 Aliran Hidraulik Dalam Pipa.....	27
2.14 Aliran Laminer Dan Turbulen.....	28
2.15 Bilangan Reynolds.....	29
2.16 Persamaan Darcy.....	29
2.16.1 Kerugian Major (major loses).....	30
2.16.1.1 Kerugian Major untuk Aliran Laminer.....	30
2.16.1.2 Kerugian Major untuk Aliran Turbulent.....	30
2.16.2 Kerugian Minor (minor loses).....	32
2.17 Fluida Hidraulik.....	33
2.18 Peralatan Komponen Hidraulik.....	38
2.18.1 Pompa Hidraulik.....	38
2.18.2 Reservoir.....	43
2.18.3 Aktuator.....	45
2.18.4 Katup (valve).....	47
2.18.5 Saringan (strainer).....	52

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir.....	55
3.2 Studi Literatur.....	56
3.3 Pengumpulan Data.....	56
3.4 Data Alat.....	56
3.5 Perhitungan dan Perencanaan.....	56
3.6 Pembuatan Alat.....	56
3.7 Pengujian Alat.....	57
3.8 Kesimpulan dan Saran.....	57

BAB IV PENGUJIAN DAN ANALISA

4.1 Mekanisme Kerja Mesin.....	59
4.2 Sirkuit Hidraulik.....	60
4.3 Skema Sistem Hidraulik.....	60
4.4 Percobaan Hidraulik.....	62
4.5 Pemilihan Fluida Hidraulik.....	64

4.1	Pemilihan Silinder Hidraulik.....	64
4.1.1	Kapasitas Silinder.....	66
4.1.2	Tekanan Peencanaan.....	67
4.2	Pemilihan Perlengkapan Hidraulik.....	67
4.2.1	Pemilihan Pipa.....	67
4.2.2	Pemilihan Hose.....	68
4.2.3	Pemilihan Katup dan Komponen Hidraulik.....	68
4.3	Kerugian Tekan.....	69
4.3.1	Head Loss Mayor.....	69
4.4.1.1	Head Loss Mayor Sebelum Pompa.....	69
4.4.1.2	Head Loss Mayor Setelah Pompa.....	71
4.3.2	Head Loss Minor.....	72
4.4.2.1	Head Loss Minor Sebelum Pompa.....	73
4.4.2.2	Head Loss Minor Setelah Pompa.....	73
4.4	Menentukan Pompa.....	75
4.5	Menentukan Daya Motor.....	77
4.6	Waktu Satu Siklus Kerja.....	78

BAB V PENUTUP

5.1	Kesimpulan.....	80
5.2	Saran.....	80

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

Gambar 2.1	Coining, Forging, UP Setting, Heading.....	9
Gambar 2.2	Spesimen Briket Batubara	10
Gambar 2.3	Skema Perubahan Energi pada Excavator.....	12
Gambar 2.4	Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup.....	14
Gambar 2.5	Prinsip Hukum Pascal.....	14
Gambar 2.6	Skema Pemindahan Gaya Hidraulik	15
Gambar 2.7	Skema Transmisi Tekanan.....	16
Gambar 2.8	Kontinuitas Aliran.....	17
Gambar 2.9	Silinder Hidraulik.....	18
Gambar 2.10	Sistem Pipa untuk Mendapatkan Persamaan Bernouli.....	21
Gambar 2.11	Tekanan dan Gaya yang Terjadi di dalam Pipa.	25
Gambar 2.12	Aliran Laminer.....	28
Gambar 2.13	Aliran Turbulen.....	28
Gambar 2.14	Moody Diagram.....	31
Gambar 2.15	Grafik Efisiensi Hidraulik Sebagai Fungsi dari Viskositas.....	35
Gambar 2.16	Istilah dari Viskositas untuk Operasi System Hidraulik.....	35
Gambar 2.17	Fluida Hidraulik Sebagai Sealing.....	37
Gambar 2.18	Operasi Pompa Roda Gigi Eksternal.....	42
Gambar 2.19	Operasi Pompa Roda Gigi Internal.....	42
Gambar 2.20	Konstruksi dari Reservoir.....	44
Gambar 2.21	Single Acting Cylinder.....	45
Gambar 2.22	Double acting Cylinder.....	45
Gambar 2.23	Pressure Relief Valve.....	48
Gambar 2.24	Pressure Reducing Valve.....	49
Gambar 2.25	Operasi Check valve.....	50
Gambar 2.26	Katup 4/3 Spring Centered Actuated.....	51
Gambar 2.27	Katup Four Way Air Pilot Actuated.....	52
Gambar 2.28	Operasi dari Solenoid untuk Menggeser Spool..	52
Gambar 2.29	Strainer.....	53
Gambar 3.1	Diagarm Alir Tugas Akhir	55

Gambar 4.1	Mesin Pencetak Briket Batubara.....	59
Gambar 4.2	Sirkuit Hidraulik	60
Gambar 4.3	Skema Hidraulik Mesin Pencetak Briket Batubara.....	62
Gambar 4.4	Luasan Tekan Pada Proses Pencetakan.....	65
Grafik 4-1	Pengaruh Tekanan Terhadap Waktu.....	63
Grafik 4-2	Pengaruh Tekanan terhadap Massa Jenis Benda Kerja.....	64

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Dimeter Piston dan Efisiensi.....	20
Tabel 2.2	Harga Kekasaran Permukaan pada berbagai Pipa.....	31
Tabel 2.3	Faktor K untuk Katup dan Fitting.....	32
Tabel 2.4	Kesesuaian Sifat Fluida Hidrolik.....	37
Tabel 2.5	Perbandingan pada Berbagai Jenis Pompa.....	40
Tabel 2.6	Perbandingan dari Berbagai Jenis Motor.....	47
Tabel 4.1	Hasil Pengamatan Kecepatan Silinder Berdasarkan Tekanan, Jarak dan Waktu.....	62
Tabel 4.2	Hasil Pengamatan Massa Jenis Briket Batubara Berdasarkan Tekanan Massa dan Volume.....	63

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Akibat dari meningkatnya harga jual bahan bakar minyak (BBM) dunia beberapa waktu yang lalu, pemerintah Indonesia juga menaikkan harga jual bahan bakar minyak (BBM) termasuk minyak tanah. Minyak tanah di Indonesia yang selama ini disubsidi menjadi beban yang sangat berat bagi pemerintah Indonesia. Untuk mengurangi beban tersebut maka pemerintah berusaha mengurangi subsidi yang ada dan dialihkan menjadi subsidi langsung kepada masyarakat kurang mampu. Namun untuk mengantisipasi kenaikan harga BBM dalam hal ini minyak tanah diperlukan bahan bakar alternatif yang murah dan mudah didapat.

Indonesia yang kaya akan sumber daya alam memiliki banyak potensi sumber energi alternatif yang dapat dikembangkan, salah satunya adalah briket batubara. Briket batubara merupakan salah satu bahan bakar alternatif yang berasal dari batubara dan sedikit campuran tapioca sebagai perekat yang bisa dijadikan bahan bakar padat. Karena briket batubara mempunyai panas yang tinggi dan kontinyu sehingga sangat baik untuk pembakaran yang lama, tidak beresiko meledak/terbakar, tidak mengeluarkan suara bising, murah dan dimungkinkan untuk dikembangkan secara masal dalam waktu yang relatif singkat mengingat teknologi dan peralatan yang digunakan sederhana.

Dari gambaran umum di atas khususnya dalam pembuatan briket batubara, mesin produksi yang sudah umum penggunaannya dalam proses produksi briket batubara adalah mesin pencetak manual (tuas ditarik ke bawah dengan tangan atau diinjak dengan kaki dan memutar

tuas dengan tangan). Dengan teknologi seperti yang telah disebutkan maka dapat dipastikan bahwa mesin pencetak tersebut masih mempunyai beberapa kekurangan diantaranya adalah :

1. Masih menggunakan tenaga manusia sebagai operator penggerak mesin pencetak (tuas ditarik ke bawah dengan tangan atau diinjak dengan kaki).
2. Hasil pencetakan kurang optimal karena bergantung pada kekuatan manusia/operator.
3. Sekali proses pencetakan hanya menghasilkan satu/dua buah briket batubara.
4. Waktu yang digunakan dalam proses pengerjaan relatif lebih lama.

Karena adanya keterbatasan dari mesin pencetak briket batubara manual maka perlu diadakan pengembangan lebih lanjut dengan merencanakan dan membuat mesin pencetak briket batubara dengan sistem hidraulik. Sistem ini bekerja dengan aliran fluida sebagai pemindah tekanan yang ditransmisikan oleh putaran motor dan pompa untuk kemudian dialirkan menuju silinder hidraulik sehingga mampu menekan/mencetak briket batubara dengan baik. Kelebihan dari mesin pencetak briket batubara dengan sistem hidraulik adalah sebagai berikut :

1. Mudah dalam pengoperasiannya.
2. Waktu yang diperlukan untuk proses pencetakan lebih singkat.
3. Hasil pencetakan optimal karena tekanan yang digunakan sama.
4. Sekali mencetak hasilnya lebih dari satu yaitu 7 buah briket.

5. Tidak memerlukan operator untuk memegang cetakan.

1.2 Perumusan Masalah

Berangkat dari latar belakang yang ada maka dalam usaha perancangan dan perencanaan mesin pencetak briket batubara dengan system hidraulik ini, perlu diketahui faktor yang mendukung peralatan yang diperlukan pada mesin pencetak briket batubara tersebut. Untuk itu perlu dilakukan perencanaan, perhitungan, pengujian dan penganalisaan terhadap peralatan hidraulik dan komponen penunjangnya sehingga memperoleh hasil sesuai dengan yang diharapkan. Adapun beberapa permasalahan yang timbul dalam merencanakan dan membuat alat ini adalah sebagai berikut :

1. Memperbaiki kinerja mesin pencetak briket batubara manual.
2. Menghitung gaya pencetakan yang diperlukan pada sistem hidraulik.
3. Merencanakan konstruksi/desain cetakan.
4. Pengujian dari sistem kerja mesin pencetak briket batubara.

1.3 Tujuan dan Manfaat Penulisan

Adapun tujuan dari pembuatan mesin pencetak briket batu bara dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat meningkatkan efektifitas dan efisiensi kerja.
2. Dapat memperbaiki kinerja dari mesin pencetak briket batubara manual dengan cara mendesain cetakan yang dapat digunakan untuk beberapa briket batubara.

3. Dapat digunakan sebagai sarana penunjang dalam dunia industri khususnya pada industri pembuatan briket.

1.4 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini perlu adanya batasan-batasan permasalahan yang digunakan agar tidak meluas dan untuk memudahkan perhitungan perencanaan, penitikberatan permasalahan pokok dan agar pembahasan berlangsung dengan baik. Adapun batasan masalah yang diambil :

1. Kerugian akibat gesekan mekanis pada silinder dan kebocoran-kebocoran pada peralatan diabaikan.
2. Tidak membahas material dan konstruksi mesin.
3. Sistem dalam keadaan *steady state stedy flow* (SSSF).
4. Karakter fluida adalah *incompressible*.
5. Jenis aliran pada sirkuit adalah laminar.

1.5 Metodologi Tugas Akhir

Untuk dapat melakukan Tugas Akhir ini mempunyai beberapa tahapan yang harus dilakukan, yaitu :

1. Studi Literatur

Studi literatur adalah mencari referensi teori yang relevan dengan kasus atau permasalahan yang ditemukan. Referensi ini dapat dicari dari buku, jurnal, artikel laporan penelitian, dan situs-situs di internet.

2. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara melakukan pengamatan langsung pada obyek permasalahan yang kemudian digunakan sebagai bahan data alat.

3. Data Alat

Setelah dilakukan study literature dan pengumpulan data maka dapat dilakukan suatu perhitungan dan perencanaan mesin pencetak briket batubara

4. Perhitungan dan Perencanaan

Gambar sket mesin pencetak briket batubara sebagai gambar kasar digunakan untuk melakukan perhitungan dan perencanaan pembuatan mesin pencetak briket batubara.

5. Pengujian dan Analisa

Pada tahap ini dilakukan pengujian pada alat pencetak briket batubara dan menganalisa kerja mesin.

6. Rekomendasi

Tahap ini merupakan tahap akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Tahap ini berisikan kesimpulan dan saran yang diambil berdasarkan analisa dan pembahasan yang dilakukan di tahap sebelumnya.

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan Tugas Akhir ini terdiri dari :

Lembar Judul

Lembar Pengesahan

Abtrak



Kata Pengantar

Daftar Isi

Daftar Gambar

Daftar Tabel

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini dijelaskan bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat serta sistematika penulisan laporan Tugas Akhir.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan Tugas Akhir.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai tahapan-tahapan dalam melakukan Tugas Akhir dari awal sampai akhir sehingga masalah yang ada dapat diselesaikan.

BAB IV PENGUJIAN DAN ANALISA

Pada bab ini dijelaskan mengenai mekanisme kerja mesin pengepres briket batubara, pengujian mesin pengepres briket batubara dengan sistem hiraulik yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan.

BAB V PENUTUP

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan dan saran yang diambil dari proses perencanaan mesin pengepres briket batu bara dengan sistem hiraulik.

Daftar Pustaka

Lampiran

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Briket Batubara di Indonesia

Briket batubara adalah bahan bakar padat yang terbuat dari batubara dengan sedikit campuran seperti tanah liat dan tapioka. Briket batubara mampu menggantikan sebagian dari kegunaan Minyak tanah seperti untuk : Pengolahan makanan, pengeringan, pembakaran, dan pemanasan. Bahan baku utama Briket batubara adalah batubara yang sumbernya berlimpah di Indonesia dan mempunyai cadangan untuk selama \pm 150 tahun.

Teknologi pembuatan briket tidaklah terlalu rumit dan dapat dikembangkan oleh masyarakat maupun pihak swasta dalam waktu singkat. Sebetulnya di Indonesia telah mengembangkan briket batubara sejak tahun 1994 namun tidak dapat berkembang dengan baik mengingat Minyak tanah masih disubsidi sehingga harganya masih sangat murah, sehingga masyarakat lebih memilih Minyak tanah untuk bahan bakar sehari-hari. Namun dengan kenaikan harga BBM per 1 Oktober 2005, mau tidak mau masyarakat harus berpaling pada bahan bakar alternatif yang lebih murah seperti Briket Batubara.

2.1.1 Jenis Briket Batubara

1. Berkarbonisasi

Jenis ini mengalami terlebih dahulu proses dikarbonisasi sebelum menjadi briket. Dengan proses karbonisasi zat-zat terbang yang terkandung dalam briket batubara tersebut diturunkan serendah mungkin sehingga produk akhirnya tidak berbau dan berasap. Briket ini cocok digunakan untuk keperluan

rumah tangga serta lebih aman dalam penggunaannya.

2. Non Karbonisasi

Jenis yang ini tidak mengalami dikarbonisasi sebelum diproses menjadi briket, karena zat terbangnya masih terkandung dalam briket batubara maka pada penggunaannya lebih baik menggunakan tungku (bukan kompor) sehingga akan menghasilkan pembakaran yang sempurna dimana seluruh zat terbang yang muncul dari Briket akan habis terbakar. Briket ini umumnya digunakan untuk industri kecil.

2.2 Klasifikasi Dies

2.2.1 Klasifikasi Dies Berdasarkan Pengaruh Struktur Material

1. Cutting Dies

Dies ini memisahkan beberapa bagian dari material benda kerja dengan proses pemotongan antara lain blanking, piercing, notching dll.

2. Bending and Forming Dies

Bending dies ini merubah bagian atau bentuk plat dengan gaya anguler, tetapi tidak disertai dengan deformasi plastis dan dengan arah bengkakan lurus melintang atau sejajar dengan benda kerja. Sedangkan forming dies adalah merubah bagian atau dari bentuk plat tetapi arah bengkakan adalah kurva dan disertai dengan deformasi plastis.

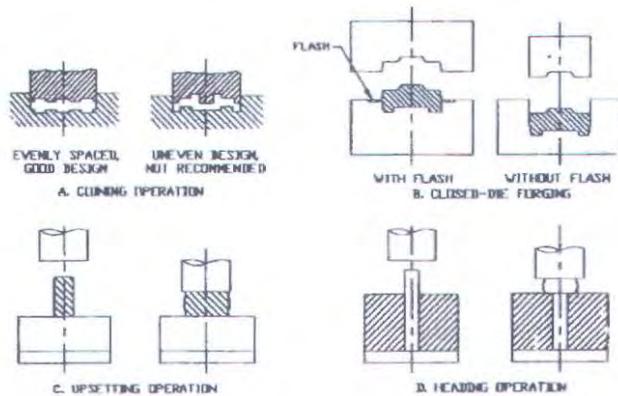
3. Drawing Dies

Proses kerja dari drawing dies adalah menekan benda kerja untuk menuju kedalam cetakan dengan

dorongan dari punch membuat deformasi plastis pada struktur benda kerja.

4. Compressive Dies

Compressive dies akan menekan benda kerja untuk masuk ke dalam dies yang akan mengisi setiap celah yang ada, proses yang menggunakan antara lain adalah proses extruding, embossing dll.



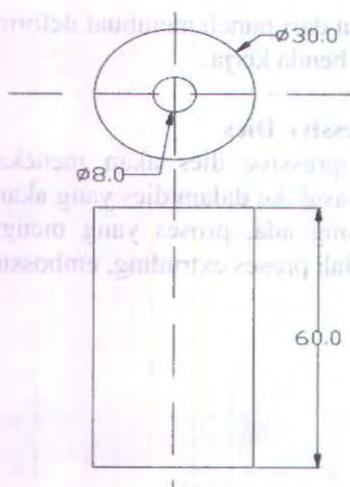
Gambar 2.1 Coining, Forging, Upsetting, Heading

2.3 Material Benda Kerja

Pada pembuatan briket batubara ini digunakan material berupa serbuk batubara dan sedikit campuran perekat seperti tapioca.

2.3.1 Bentuk dan Spesifikasi Briket Batubara

Briket batubara berbentuk lingkaran dengan diameter luar 30 mm, diameter dalam 8 mm dan panjang 60 mm.



Gambar 2.2 Spesimen Briket Batubara

2.4 Fixture

Fixture adalah alat khusus yang berfungsi mengarahkan, memegang, menahan benda kerja yang berfungsi untuk menjaga posisi benda kerja.

1. Komponen Fixture

- a. Locating Elemen
- b. Clamping Elemen

2. Fungsi dan Dasar Desain

Fungsi Lokator :

- a. Menjamin posisi peletakan benda kerja.
- b. Menjamin kemudahan proses loading & unloading.
- c. Menjamin kondisi foolproof, pencegahan peletakan benda kerja terbalik.

Istilah Lokator Memiliki Beberapa Makna (misal support, lokator) :

- a. Lokator yang berfungsi untuk menahan benda kerja dan menjamin penopangan yang kaku disebut support (penopang).
- b. Lokator yang berfungsi untuk menghasilkan titik/bidang referensi pada sisi benda kerja disebut stopper.

Jenis Lokator :

- a. Lokator sangkar
- b. Lokator pena
- c. Lokator prisma
- d. Centralize dan lokator konus

Penempatan Lokator

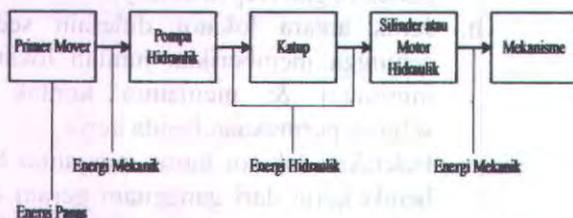
- a. Lokator sebisa mungkin selalu bersentuhan dengan permukaan benda kerja selama proses permesinan untuk menghasilkan penempatan yang akurat & menjamin pengulangan (repeatability).
- b. Jarak antara lokator didesain sedemikian sehingga memberikan jumlah lokator yang minimum & menjamin kontak dengan seluruh permukaan benda kerja.
- c. Peletakan lokator harus menjamin bebasnya benda kerja dari gangguan geram & benda lain. Jika peletakan lokator tidak bisa menjamin hal ini maka lokator dipasang menonjol atau berrelief/berlekuk.

2.5 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidraulik

Sistem tenaga hidraulik adalah suatu sistem yang digunakan untuk memindahkan energi mekanik dari suatu tempat ke tempat yang lain. Hal ini bisa terjadi melalui

pemanfaatan energi tekan dari suatu fluida (pelumas). Pompa hidraulik dijalankan dengan energi mekanis dimana energi mekanis ini akan diubah menjadi energi tekan dan energi kinetis pada minyak hidraulik (pelumas) yang pada akhirnya akan diubah kembali menjadi energi mekanis pada aktuator.

Sebagai contoh, kita lihat *bucket excavator* (mesin pengeruk) yang bekerja dengan memanfaatkan sistem hidraulik. Pada peralatan tersebut, energi awal yang digunakan untuk menggerakkan pompa adalah daya engine baik motor bensin atau motor diesel. Pompa hidraulik akan memompa pelumas dimana dalam proses ini terjadi perubahan energi mekanis menjadi energi tekan dan kinetis pelumas. Pelumas akan mengalir sepanjang sirkuit hidraulik menuju aktuator yang dapat berupa silinder atau motor hidraulik. Tekanan dan energi kinetis dalam pelumas akan menggerakkan aktuator yang energi keluarannya berupa energi mekanis. Proses perubahan energi pada *excavator* dapat dijelaskan dengan skema berikut ini :



Gambar 2.3 Skema Perubahan Energi Pada Excavator

Aliran energi yang melaju melalui sebuah instalasi hidraulik berlangsung sebagai berikut :

1. Pengkonversian energi mekanis (motor listrik) menjadi energi hidraulik melalui pompa hidraulik. Energi hidraulik dapat diartikan sebagai energi potensial maupun sebagai energi kinetik dari suatu medium (minyak hidraulik).

2. Pemindahan energi hidraulik oleh arus oli (pelumas) dari pompa melalui unsur-unsur pengaruh dan kendali ke pemakai/*user* (silinder hidraulik).
3. Pengubahan energi hidraulik menjadi energi mekanis melalui silinder (pemakai oli).

Sesuai dengan hukum kekekalan energi, jumlah energi dalam sistem hidraulik adalah tetap. Kehilangan energi akibat gesekan antara pelumas dengan alat transportasinya dihitung sebagai kerugian tekanan. Kehilangan tekanan ini besarnya sangat tergantung dari pola aliran pelumas saat mengalir dalam sistem hidraulik. Pelumas hidraulik mempunyai pola aliran laminar dan turbulen. Pola aliran laminar, *pressure drop* yang terjadi diakibatkan oleh viskositas pelumas sedangkan aliran turbulen menimbulkan *pressure drop* akibat hambatan yang diberikan oleh *fitting* dan *kekasaran* permukaan dari sistem pipa.

2.6 Hukum Pascal

Hukum yang menjadi dasar dari prinsip hidraulik adalah hukum Pascal yang berkaitan dengan transmisi daya yang dilakukan oleh fluida atau pelumas. Secara umum hukum Pascal menyatakan bahwa :

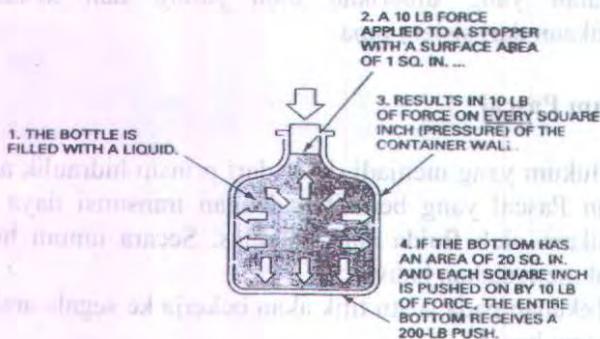
1. Tekanan pada suatu titik akan bekerja ke segala arah dan sama besar.
2. Apabila tekanan diberikan pada suatu fluida dalam ruang tertutup maka tekanan tersebut akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar.

Konsep di atas dapat menjelaskan kenapa suatu botol gelas yang berisi liquid dapat pecah pada bagian dasarnya saat tutup botol (*stopper*) tersebut ditekan ke arah bawah (lihat gambar 2.5) Dari gambar tersebut tampak bahwa bila gaya sebesar 10 lb diberikan kepada *stopper* yang luas

penampangnya 1 in^2 maka dalam botol akan timbul tekanan liquid yang besarnya 10 lb/in^2 . Tekanan ini akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar. Bila diasumsikan bagian bawah botol mempunyai luas penampang 20 in^2 maka besarnya gaya yang dialami bagian bawah botol dapat mencapai 200 lb . Gaya sebesar ini mungkin akan dapat memecahkan bagian bawah dari botol gelas tersebut.



Gambar 2.4 Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup

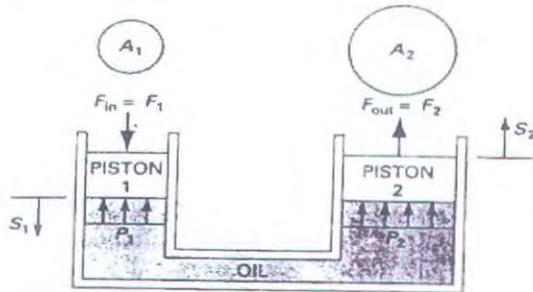


Gambar 2.5 Prinsip Hukum Pascal

2.7 Transmisi Gaya Hidraulik

Apabila gaya F bekerja pada suatu fluida tertutup melalui luasan permukaan A maka tekanan akan terjadi dalam fluida tersebut. Tekanan yang bekerja sesuai dengan jumlahnya yang dipakai secara tegak lurus menekan luasan permukaan

tersebut. Proses pemindahan gaya hidraulik dapat dijelaskan dengan gambar sebagai berikut :



Gambar 2.6 Skema Pemindahan Gaya Hidraulik

Tekanan yang bekerja pada semua sisi secara merata atau sama besar dan serempak sehingga tekanan itu diteruskan kesegala arah atau titik secara sama dan merata pula.

Dari gambar 2.6 diatas tampak bahwa bila gaya input F_1 bekerja pada diameter piston 1 yang luasannya A_1 maka akan timbul tekanan pelumas P_1 pada dasar piston 1. Tekanan P_1 ini sesuai dengan hukum pascal akan di transmisikan melalui pelumas menuju piston 2 yang mempunyai luasan A_2 . Tekanan P_2 yang bekerja pada dasar piston 2 menekan piston ke atas menghasilkan gaya F_2 . Apabila penekanan permukaan A_1 dan F_1 maka akan mendapatkan tekanan sebesar :

$$P = \frac{F_1}{A_1} \dots\dots\dots(2.1)(Ref 1, hal 30)$$

Sesuai hukum Pascal berlaku :

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \text{ sehingga didapat } \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \dots(2.2)(Ref 1, hal 67)$$

Pada saat piston 1 bergerak ke bawah maka volume pelumas yang dipindahkan akan sama dengan volume pelumas yang bergerak ke atas pada piston 2 sehingga berlaku :

$$V_1 = V_2$$

$$A_1 S_1 = A_2 S_2$$

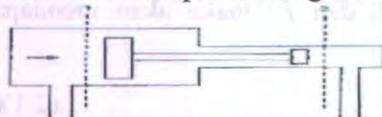
Sehingga di dapat : $\frac{S_2}{S_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{F_1}{F_2}$ Dan

akhirnya di dapat $F_1 S_1 = F_2 S_2$ (2.3)(Ref 1, hal 68)

Di dalam ilmu fisika kita mengetahui bahwa energi merupakan hasil kali antara gaya dan jarak yang ditempuh sehingga dari persamaan di atas dapat di ketahui bahwa energi input ke sistem hidraulik akan sama dengan keluaran energi pada sistem yang sama. Namun demikian pada kenyataannya akan terjadi gesekan antara piston dengan dinding silinder yang menyebabkan energi output akan selalu lebih kecil dibandingkan energi input.

2.8 Transmisi Tekanan

Dengan asumsi fluida dapat mengalir tanpa gesekan, proses transmisi tekanan dapat diterangkan sebagai berikut :



Gambar 2.7 Skema Transmisi Tekanan

Dari gambar 2.7 tampak bahwa pada titik 1 akibat fluida yang masuk timbul tekanan P_1 , tekanan ini akan mendorong A_1 dan menghasilkan gaya F yang besarnya adalah $P_1 A_1$. gaya ini akan mendorong A_2 dan menghasilkan tekanan P_2

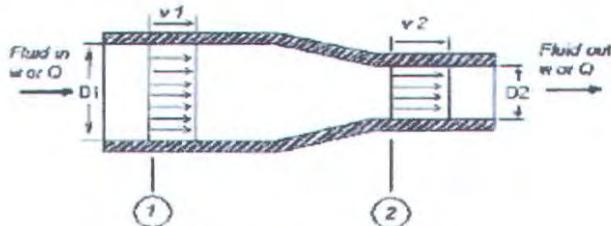
sebesar $\frac{F_2}{A_2}$ pada titik 2.

Oleh karena itu, hubungan diatas dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 \text{ sehingga } P_2 = P_1 (A_1/A_2) \dots (2.4) \text{ (Ref 1, hal 75)}$$

2.9 Persamaan Kontinuitas

Hubungan–hubungan antara debit, luas penampang, kecepatan aliran fluida dalam suatu luasan tertentu disebut Mekanika Aliran Bergerak. Persamaan kontinuitas menyatakan bahwa untuk aliran *steady* yang terjadi di dalam pipa, *weight flow rate* adalah sama untuk seluruh penampang pipa. Untuk mengetahui persamaan kontinuitas dapat di lihat pada gambar 2.8 di bawah ini :



Gambar 2.8 Kontinuitas Aliran

Dari gambar 2.8 di atas tampak bahwa selama tidak ada kebocoran atau penambahan fluida antara titik 1 dan 2, maka *weight flow rate* tetap konstan :

$$W_1 = W_2$$

$$Y_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = Y_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \dots \dots \dots (2.5) \text{ (Ref 1, hal 77)}$$

Bila fluida yang mengalir merupakan liquid maka $Y_1 = Y_2$, sehingga persamaan kontinuitas menjadi :

$$Q_1 = A_1 V_1 = A_2 V_2 = Q_2$$

Dimana : Q adalah *Volumetric flow rate* (kapasitas)

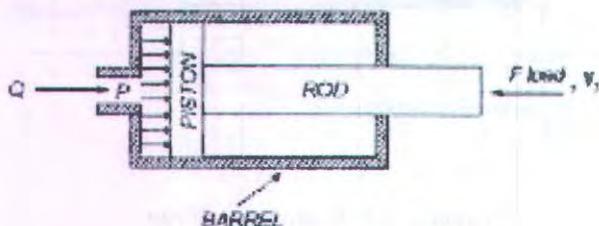
Dalam sistem hidraulik, volume flow rate di dalam pipa adalah konstan maka persamaan di atas dapat di tulis lagi menjadi :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\left(\frac{\pi}{4}\right)D_2^2}{\left(\frac{\pi}{4}\right)D_1^2} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^2 \dots\dots(2.6)(Ref 1, hal 79)$$

Dimana D_1 dan D_2 adalah diameter pipa titik 1 dan titik 2.

2.10 Daya Hidraulik

Daya hidraulik (*horse power*) yang terjadi pada silinder hidraulik dapat di hitung dengan menggunakan gambar silinder di bawah ini :



Gambar 2.9 Silinder Hidraulik

Dengan melihat gambar silinder di atas maka gaya silinder hidraulik dapat ditentukan. Daya ini pada prinsipnya merupakan daya yang dihasilkan oleh fluida (dalam hal ini *liquid*) untuk mengerakkan silinder. Untuk mengetahui daya tersebut maka langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Menentukan Luasan Piston.

Tekanan fluida P dari pompa akan bekerja pada luasan piston A untuk menghasilkan gaya yang diperlukan untuk mengerjakan beban F_{load} .

$$P A = F_{load} \text{ sehingga } A = \frac{F_{load}}{P} \dots\dots(2.7) \text{ (Ref 1, hal 80)}$$

2. Menentukan *Volumetric Flow Rate* fluida (Q) yang masuk silinder.

Volumetric Displacement V_D dari silinder hidraulik adalah sama dengan volume yang dipindahkan piston pada saat bergerak sepanjang langkah S , yaitu $V_D = A \times S$, maka besarnya *volumetric flow rate* Q sama dengan V_D di bagi dengan waktu yang di butuhkan piston bergerak sejauh S sehingga akhirnya

$$Q = \frac{V_D}{t} = \frac{A \times S}{t} = A \times v \dots\dots(2.8) \text{ (Ref 1, hal 81)}$$

Dimana : A = luasan piston
 V = kecepatan linier fluida

3. Energi Fluida dapat di tentukan dari hubungan $W = F \times S$ = $P A S$, sedangkan daya fluida adalah sama dengan energi fluida tiap satuan waktu maka :

$$\text{Daya fluida} = \frac{\text{Energi}}{\text{Waktu}} = \frac{PAS}{t} = PA v = P Q \dots\dots(2.9)$$

(Ref 1, hal 81)

Dimana : P = tekanan fluida

Q = *volumetric flow rate* (kapasitas fluida).

Dalam sistem inggris bila 1 hp = 550 ft.lb/dt, maka *Hydraulic Horse Power (HHP)* :

$$\text{HHP} = \frac{P(\text{lb/ft}^2)Q(\text{ft}^3/\text{dt})}{550} \dots\dots(2.10) \text{ (Ref 1, hal 82)}$$

Perlu diingat bahwa :

$$1. \text{ Daya Mekanik} = \text{Gaya} \times \text{Kecepatan Silinder}$$

$$= \text{Torsi} \times \text{Kecepatan Angular}$$

$$2. \text{ Daya Elektrik} = \text{Volt} \times \text{Ampere}$$

$$3. \text{ Daya Hidraulik} = \text{Tekanan} \times \text{Kapasitas}$$

4. Menentukan Efisiensi Silinder

Karena terjadi gesekan antara piston dengan dinding silinder, maka menyebabkan energi yang keluar selalu lebih kecil di bandingkan dengan energi yang masuk ke dalam silinder hidraulik, sehingga:

$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{\text{OHP}}{\text{HHP}} = \frac{Fv}{PQ} \dots\dots\dots(2.11) \text{ (Ref 1 hal 84)}$$

Dimana :

OHP = Daya yang di lakukan silinder untuk mengerakkan beban

HHP = Daya hidraulik yang masuk kesilinder hidraulik

η_s = Efisiensi silinder

F = Gaya pembentukan

v = Kecepatan silinder

Q = Kapasitas silinder

P = Tekanan pada silinder

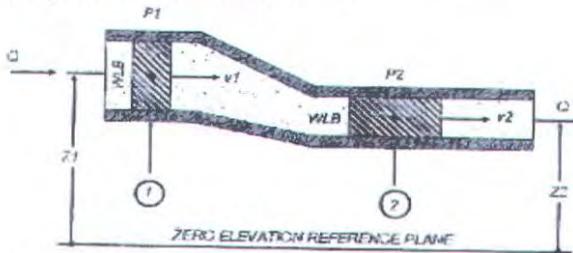
Besarnya efisiensi silinder tergantung dari diameter piston, yang dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2-1 Diameter Piston Dan Efisiensi

Piston Cylinder	
Diameter	Efisiensi
20 – 50 mm	80 – 85
50 – 120 mm	85 – 90
120 mm	90 – 95

2.11 Persamaan Energi

Persamaan *Bernoulli* dapat diperoleh dengan memanfaatkan hukum kekekalan energi untuk sistem pipa seperti gambar 2.10 dibawah ini :



Gambar 2.10 Sistem Pipa untuk Mendapatkan Persamaan Bernoulli

Berkaitan dengan bidang referensi nol, maka kita dapatkan :

Jenis Energi	Titik 1	Titik 2
Elevasi	$W \cdot Z_1$	$W \cdot Z_2$
Tekanan	$W \frac{P_1}{\gamma}$	$W \frac{P_2}{\gamma}$
kinetic	$\frac{W \cdot v_1^2}{2g}$	$\frac{W \cdot v_2^2}{2g}$

Daniel Bernoulli menyatakan bahwa total energi yang dimiliki oleh fluida pada titik 1 akan sama dengan total energi pada titik 2 asalkan tidak ada kerugian gesek antara kedua tersebut. Total energi (W) dari fluida merupakan gabungan energi potensial yang berhubungan dengan ketinggian fluida, energi tekanan yaitu sama dengan hidrostatis dan energi kinetik yang berhubungan dengan kecepatan fluida. Pernyataan tersebut dapat dituliskan secara matematika :

$$W \cdot Z_1 + W \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W \cdot v_1^2}{2g} = W \cdot Z_2 + W \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W \cdot v_2^2}{2g} \dots\dots\dots$$

.....(2.12) (Ref 1, hal 85)

Jika persamaan diatas dibagi dengan W maka persamaan menjadi :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots\dots(2.13) \text{ (Ref 1, hal 85)}$$

dimana : Z = Elevation Head

$\frac{P}{\gamma}$ = Pressure head

$\frac{v^2}{2g}$ = Velocity head

Dari beberapa hubungan yang dijelaskan diatas dapat disimpulkan :

1. Kenaikan kecepatan fluida pada diameter pipa kecil menghasilkan energi kinetik yang tinggi.
2. Total energi dari fluida tidak berubah, baik energi potensial maupun energi tekanan atau keduanya selama ukuran diameternya tidak berubah.
3. Didalam sistem hidrostatik, energi tekan memiliki factor utama yaitu factor ketinggian dan kecepatan fluida yang bersifat relatif.

Persamaan *Bernoulli* dapat dimodifikasi dengan memperhitungkan besarnya kerugian gesek H_f yang terjadi antara titik 1 dan titik 2. demikian juga apabila antara titik 1 dan titik 2 terdapat pompa (menambah energi ke fluida) dan motor hidrolik (menggunakan energi fluida) maka persamaan *Bernoulli* menjadi :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_l = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots\dots$$

.....(2.14)(Ref 1, hal 86)

dimana : Z = elevation head (m)

$$\frac{P}{\gamma} = \text{pressure head} \left[\frac{N/m^2}{N/m^3} = m \right]$$

$$\frac{v^2}{2g} = \text{velocity head} \left[\frac{(m/sec)^2}{m/sec^2} = m \right]$$

H_p = pump head....(m)

H_m = motor head ...(m)

H_l = head lost(m)

Dimana:

$$H_p = H_m = \frac{P}{0,433SG} = \frac{1714(HHP)}{0,433SG} = \frac{395(QHHP)}{Q.SG} \dots\dots\dots$$

.....(2.15)(Ref 1, hal 87)

2.12 Sistem Distribusi

Dalam sitem aliran tenaga, aliran fluida di distribusikan melalui pipa atau fitting yang membawa fluida dari reservoir ke komponen – komponen yang bekerja dan kemudian kembali ke reservoir. Di dalam sitem aliran tenaga digunakan empat jenis pipa, yaitu :

- a. *Steel pipe*
- b. *Steel tubing*
- c. *Flexible hoses*

Pemilihan dari masing – masing jenis pipa tergantung kebutuhan dalam tekanan operasi dan debit aliran. Pada dasarnya pemilihan juga didasarkan pada kondisi lingkungan,



jenis fluida yang digunakan, temperatur operasi, getarann dan gerakan reatif antara komponen – komponen yang bekerja.

2.12.1 Pipa

Pipa didalam sistem hidraulik digunakan untuk menyalurkan fluida pada instalasi yang relatif diam. Umumnya material pipa yang sering dipakai adalah baja, karena pipa dengan bahan dari baja cukup kuat untuk mengalirkan fluida pada tekanan tinggi.

a. *Tensile Stress*

Pipa harus cukup kuat untuk mencegah pecahnya pipa yang diakibatkan *tensile stress* dinding pipa dibawah tekanan operasi fluida. Tekanan yang terjadi dalam pipa harus mampu melawan tekanan kerja sistem. Fluida di dalam pipa memberikan tekanan sebesar P yang disebarkan ke seluruh dinding,

sehingga :

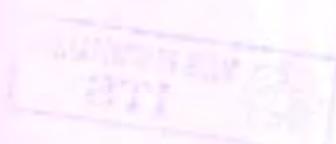
$$F = Q = P.A.....(2.16)(Ref 1, hal 352)$$

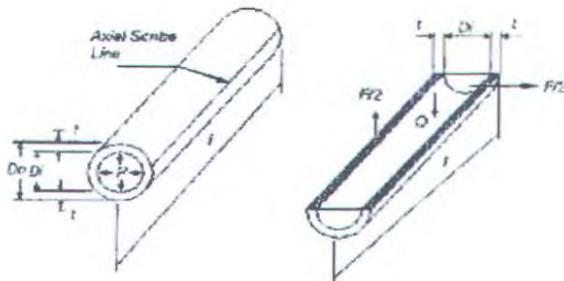
Apabila A merupakan luasan yang direncanakan dari separuh pipa bagian bawah, maka A sama dengan luasan persegi panjang yaitu :

$$F = P.A = P.(L.D_i)(2.17)(Ref 1, hal 352)$$

Tensile Strength di dalam pipa sama dengan *tensile stress* dibagi dengan luasan dari pipa :

$$\sigma = \frac{F/2}{tL} = \frac{PD_i}{2t}(2.18)(Ref 1, hal 353)$$





Gambar 2.11 Tekanan dan Gaya yang Terjadi di Dalam Pipa

b. Bursting Pressure dan Working Pressure

Burst pressure (BP) adalah tekanan fluida yang menyebabkan pipa pecah. Hal ini dapat terjadi apabila *tensile strength* (σ) sama dengan *tensile stress* (S) dari material pipa. Kerusakan pada pipa ini ditandai dengan peretakan pada dinding pipa yang lama kelamaan menjadi pecah.

$$BP = \frac{2ts}{D_i}$$

$$WP = \frac{BP}{FS}$$

$$t = \frac{D_o - D_i}{2} \dots\dots\dots(2.19) \text{ (Ref, 1 hal 354)}$$

Dimana :

BP = *burst pressure* ... (N/m^2)

t = *tebal pipa* ... (m)

S = *tensile strength material pipa* ... (N/m^2)

D_i = *diameter inlet* ... (m)

D_o = *diameter outlet* ... (m)

WP = *Working pressure* ... (N/m^2)

FS = *factos af safety*

Working pressure (WP) merupakan tekanan operasi maksimum yang aman dari fluida hidraulik, yang didefinisikan *burst pressure* dari pipa di bagi dengan factor keamanan (*FS*). Hal ini menjamin keadaan dari pipa satandar industri merekomendasikan factor keamanan berdasarkan hubungan dengan tekanan kerja atau operasi sebagai berikut :

$FS = 8$ untuk tekanan dari 0 – 1000 psi.

$FS = 6$ untuk tekanan dari 1000 – 2500 psi.

$FS = 4$ untuk tekanan diatas 2500 psi.

2.12.2 Hose

Bila dalam sistem hidraulik terjadi gerakan relatif antar komponen, maka diperlukan pipa yang fleksibel untuk menyalurkan fluida hidraulik. Pipa jenis ini disebut *hose*.

Hose banyak digunakan karena mempermudah pemasangan dan mampu meredam getaran. Hose dirancang agar mampu bekerja pada tekanan tinggi. Selang hidraulik dibuat menyesuaikan spesifikasi SAE, yang sering dipakai adalah jenis SAE 100R1 dan SAE 100R2.

Adapun konstruksi dari hose adalah sebagai berikut :

2. Bagian dalam terbuat dari karet yang tahan terhadap korosi dan panas
3. Body (penguat) terbuat dari *fabric braid reinforcement*.
4. Bagian terluar terbuat dari karet yang berfungsi untuk melindungi hose dari kondisi luar, misalnya : kotoran, cuaca, dan lain – lain.

Hal-hal yang perlu diperhatikan apabila sistem hidraulik menggunakan hose adalah sebagai berikut :

1. Hose mempunyai radius minimum yang diijinkan.
2. Dalam proses operasi, hose tidak boleh mendapat beban puntir dan beban tarik.

2.13 Aliran Hidraulik Dalam Pipa

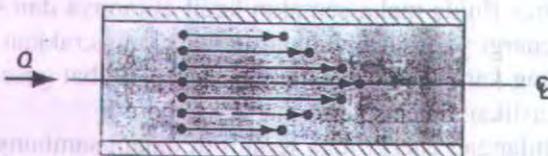
Sampai kini kita tidak dapat meneliti mekanisme dari kehilangan energi yang di akibatkan oleh gesekan bersama dengan aliran fluida di dalam pipa. Tahanan dalam aliran biasanya di hitung dari viskositas fluida. Semakin tinggi viskositas fluida maka semakin kecil alirannya dan semakin besar energi yang di butuhkan untuk menggerakkan. Energi ini hilang karena di ubah menjadi panas akibat gesekan dan menghasilkan pembuangan energi.

Kehilangan energi juga terjadi di dalam sambungan pipa yang biasa di sebut *fitting*. *Fitting* adalah komponen yang di gunakan membawa atau mengontrol fluida, sebagai contoh adalah katup dan *elbow*. Aliran fluida rata – rata yang melalui *fitting* menyebabkan kehilangan energi. Semakin banyak belokan maka semakin besar kerugian yang terjadi.

Kehilangan energi dalam sistem aliran tenaga harus di jaga sekecil mungkin. Oleh karena itu di butuhkan pemilihan ukuran pipa dan *fitting* yang di pakai dalam system. Umumnya semakin kecil ukuran diameter pipa atau *fitting*, semakin besar kerugian yang terjadi. Bagaimana menggunakan diameter pipa dan *fitting* yang besar mengakibatkan kenaikan biaya dan penempatan sehingga dalam pemilihan ukuran komponen harus ada kompromi antara kehilangan energi, biaya dan ruang atau tempat yang digunakan.

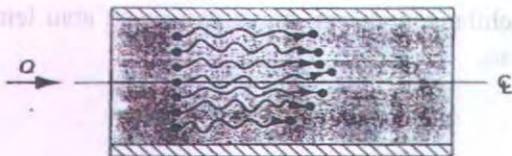
2.14 Aliran Laminer dan Turbulen

Pada prinsipnya ada dua jenis aliran yang terjadi di dalam pipa yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Aliran laminar adalah aliran di mana struktur alirannya terdiri dari gerakan partikel – partikel fluida yang berlapis lapis. Aliran laminar di tandai dengan adanya aliran yang mulus (*smooth*). Pada aliran ini, partikel fluida bergerak dengan lintasansejajar. Contoh aliran laminar dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.12 Aliran Laminer

Bila kecepatan aliran cukup tinggi maka aliran akan berubah dari laminar menjadi turbulen. Dalam aliran turbulen strukturnya terdiri dari gerakan partikel-partikel fluida dalam wujud random, m tiga dimensi, tambahan lagi partikel-partikel yang bergerak tersebut saling mengisi pada badan aliran. Dalam aliran turbulen, gerakan dari partikel menjadi tidak teratur dan acak sehingga akan menimbulkan tahanan (*resistance*) terhadap aliran. Gambar 2.13 di bawah ini menunjukkan keadaan aliran turbulen.



Gambar 2.13 Aliran Turbulen

2.15 Bilangan Reynolds

Untuk mengetahui keadaan suatu aliran apakah itu aliran laminar atau turbulen yang mengalir dalam pipa sangat dipengaruhi oleh property aliran itu sendiri misalnya kecepatan aliran, *density* viskositas, diameter saluran maupun jarak aliran dari ujung sentuh permukaan. Untuk menetukannya dapat dilakukan dengan menggunakan Bilangan *Reynolds*.

Bilangan Reynolds :

$$(N_R) = \frac{\rho \cdot V D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \dots\dots(2.20) \text{ (Ref 1, hal 115)}$$

Dimana :

ρ = *mass density* dari fluida (kg/m^3)

V = kecepatan rata - rata fluida dalam pipa (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

μ = viskositas absolut (Ns/m^2)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

atasan bilangan Reynolds.

1. Bilangan *Reynolds* lebih kecil dari 2000, adalah aliran laminar.
2. Bilangan *Reynolds* lebih besar dari 4000, adalah aliran turbulen.
3. Bilangan *Reynolds* antara 2000 sampai 4000, merupakan aliran transisi.

2.16 Persamaan Darcy

Persamaan ini digunakan untuk menghitung besarnya kerugian gesek yang terjadi pada instalasi hidraulik. Perubahan tekanan pada sistem aliran *incompressible* yang mengalir melalui pipa saluran dan system aliran terjadi karena perubahan gesekan. Kerugian tekanan atau kehilangan tekanan ini pada umumnya dapat dikelompokkan menjadi :

1. Kerugian Major (*Major Losse*)
2. Kerugian Minor (*Minor Losses*)

2.16.1 Kerugian Major (Major losses)

Merupakan kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap yang terjadi dalam pipa yang besarnya adalah :

$$HL = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots \dots \dots (2.21) \text{ (Ref 1, hal 117)}$$

Dimana:

F = faktor gesekan.

L = Panjang pipa. (m)

D = Diameter dalam pipa. (m)

v = kecepatan rata-rata fluida. (m/s)

g = percepatan gravitasi. (m/s²)

2.16.1.1 Kerugian Major untuk Aliran Laminer

Untuk aliran laminer, $f = \frac{64}{N_R}$ sehingga :

$$H_l = \frac{64}{N_R} \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots \dots \dots (2.22) \text{ (Ref 1, hal 117)}$$

2.16.1.2 Kerugian Major untuk Aliran Turbulen

Untuk aliran turbulen besarnya f tergantung pada N_R dan kekasaran relatif (*relative roughness*) dari pipa yang di gunakan. Kekasaran tersebut di definisikan sebagai hasil bagi antara kekasaran permukaan ε dan diameter dalam pipa D , maka :

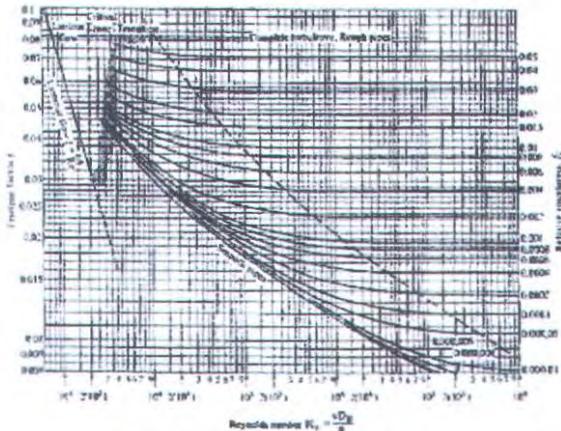
$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D} \dots \dots (2.23) \text{ (Ref 1, hal 119)}$$

Harga kekasaran untuk berbagai pipa dapat di lihat pada table 2.2 di bawah ini :

Tabel 2-2. Harga Kekasaran Permukaan pada berbagai Pipa

Piping Type	Absolute Roughness	
	s (ft)	s (mm)
Glass atau Plastic	Smooth	Smooth
Draw Tubing	0.000005	0.0015
Commercial Steel atau Wrought Iron	0.00015	0.046
Asphalted Cast Iron	0.0004	0.12
Galvanized Iron	0.0005	0.15
Cast Iron	0.00085	0.26
Riveted Steel	0.006	1.8

Setelah harga N_R dan Relative Roughness dapat dihitung maka besarnya f dapat ditentukan dengan menggunakan Moody Diagram seperti gambar 2.14 dibawah ini.



Gambar 2.14 Moody Diagram

2.16.2 Kerugian Minor (Minor Loses)

Kerugian minor merupakan kerugian gesekan yang terjadi pada katup atau *fitting* seperti *tee*, *elbow*, dan bengkakan (*bends*) yang besarnya adalah sama dengan :

$$H_l = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \text{ atau } H_l = f \left(\frac{L_e}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots (2.24)$$

(Ref 1, hal 122)

dimana :

K = factor K untuk berbagai macam katup dan *fitting* yang besarnya dapat dilihat pada table 2.3 di bawah.

L_e/D = koefesien kehilangan tekanan pada katup dan *fitting* yang besarnya dapat dilihat pada lampiran 6.

v = kecepatan rata – rata fluida.

g = percepatan gravitasi.

Tabel 2-3. Faktor K untuk Katup dan *Fitting*

Valve or Fitting	Faktor K
<i>Globe Valve: wide open</i>	10
$\frac{1}{2}$ open	12.5
<i>Gate Valve: wide open</i>	0.19
$\frac{3}{4}$ open	0.9
$\frac{1}{2}$ open	4.5
$\frac{1}{4}$ open	24
<i>Return Bend</i>	2.2
<i>Standard Tee</i>	1.8
<i>Standard Elbow</i>	0.9
<i>45° Elbow</i>	0.42
<i>90° Elbow</i>	0.75
<i>Ball Check Valve</i>	4

2.17 Fluida Hidraulik

Fluida hidrolik merupakan elemen yang sangat penting dalam system tenaga hidrolik mengingat perannya sebagai fluida kerja yang memindahkan energi dan sebagai pelumas komponen penyusun system. Mengingat peranannya yang sangat penting tersebut maka pelumas harus mempunyai sifat-sifat sebagai berikut:

- a. Mempunyai viskositas yang memadai.
- b. Mampu mencegah adanya pembentukan endapan, getah oli dan pernis.
- c. Tidak mudah membentuk buih-buih oli.
- d. Memelihara kestabilan dengan sendirinya, dengan demikian akan mengurangi ongkos penggantian fluida.
- e. Secara relative mampu menjaga nilai kekentalan walaupun dalam temperatur yang tinggi.
- f. Memisahkan kandungan air.
- g. Sesuai dengan penyekat yang dipakai pada komponen.
- h. Tidak beracun.
- i. Mampu mencegah korosi atau kontaminasi.

Syarat-syarat kualitas yang harus dipenuhi sering dijumpai adanya hasil campuran khusus dan tidak boleh dihadirkan pada setiap jenis fluida. Viskositas secara umum dianggap sesuatu yang paling penting dalam sifat-sifat fisik dari oli hidrolik karena akan mempengaruhi kemampuan untuk mengalir. Nilai viskositas suatu fluida dikatakan rendah jika fluida tersebut mengalir dengan mudah yang selanjutnya disebut sebagai fluida ringan atau encer. Nilai viskositas suatu fluida dikatakan tinggi jika fluida tersebut sulit mengalir yang selanjutnya disebut sebagai fluida berat atau kental. Jenis fluida yang akan dipakai dalam sistem hidrolik adalah oli.

Dalam praktek pemakaiannya, memilih oli dengan viskositas tertentu adalah satu hal yang sangat dianjurkan. Seringkali pemilihan ini telah ditentukan oleh pembuat pompa hidrolis sehingga pemilihan oli dengan spesifikasi tertentu akan memenuhi sifat dan karakteristik daripada pengangkat hidrolis yang telah direncanakannya. Gerakan viskositas oli yang tinggi memberikan pengisian yang baik antara celah dari pompa, katup dan motor. Tetapi apabila nilai viskositas oli terlalu tinggi maka akan memberi akibat seperti berikut ini :

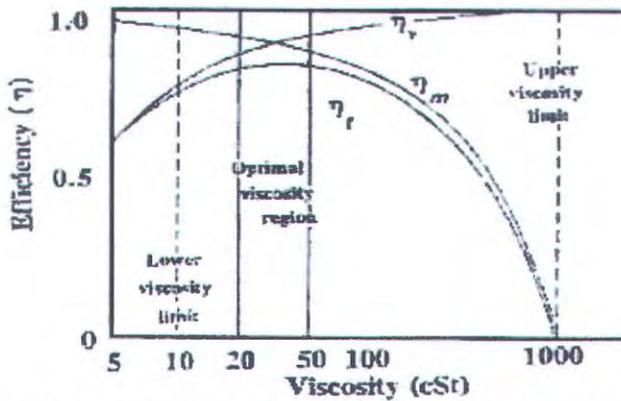
Karena hambatan untuk mengalir besar menyebabkan seretnya gerakan elemen penggerak (*actuator*) dan *kavitasi* pompa (udara masuk ke dalam pompa)

1. Pemakaian tenaga bertambah karena kerugian gesekan yang dapat mempercepat umur dari peralatan
2. Penurunan tekanan bertambah melalui saluran-saluran dan katup-katup.

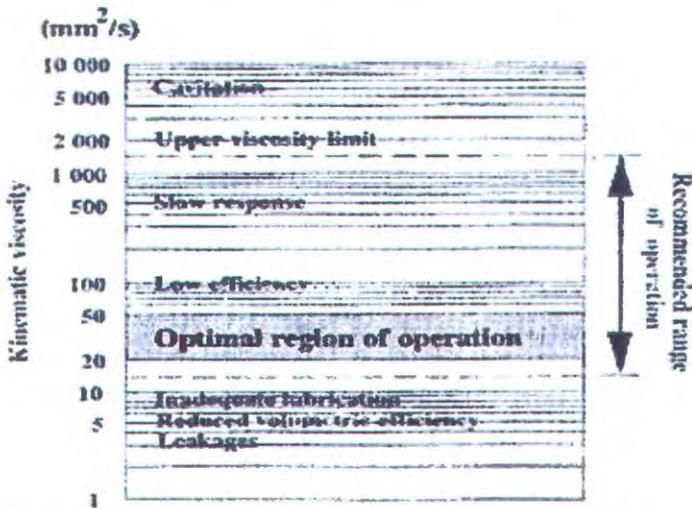
Tetapi sebaliknya apabila viskositas oli terlalu rendah akan mengakibatkan hal-hal sebagai berikut :

1. Kerugian-kerugian kebocoran dalam system berlebihan.
2. Arus berlebihan karena pelumasan tidak mencukupi pada pompa dan motor.
3. Menurunkan efisiensi motor.
4. Suhu oli naik atau bertambah karena kerugian-kerugian kebocoran dalam.

Pada gambar 2.15 dan 2.16 dijelaskan bahwa viskositas optimal yang diijinkan berkisar antara 20 sampai 50 cSt. Hal ini dikarenakan pada kondisi viskositas diantara 20 sampai 50 cSt, efisiensi volumetris dan efisiensi mekanis terletak pada kondisi optimal sehingga memungkinkan fluida mengalir dengan maksimal.



Gambar 2.15 Grafik Efisiensi Hidraulik Sebagai Fungsi dari Viskositas



Gambar 2.16 Istilah dari Viskositas untuk Operasi Sistem Hidraulik

Fluida hidraulik yang berwujud minyak oli merupakan bagian yang sangat penting pada suatu sistem pesawat

hidraulik. Fluida hidrolis dalam aplikasinya mempunyai empat tujuan utama yaitu :

1. Sebagai Penerus Gaya

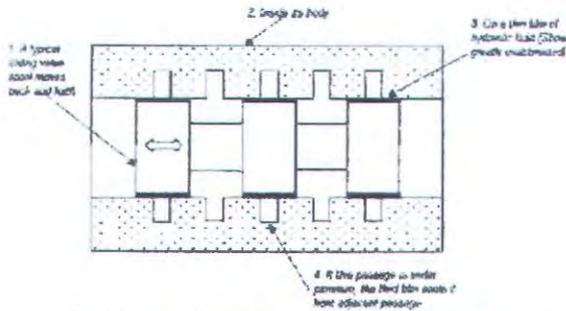
Aplikasi fluida sebagai penerus gaya, fluida harus dapat mengalir dengan mudah melalui komponen-komponen salurannya. Terlalu banyak hambatan untuk mengalir, akan sangat besar tenaga yang hilang. Fluida sedapat mungkin harus mempunyai sifat tidak kompresibel sehingga gerakan yang terjadi pada saat pompa dihidupkan atau katup dibuka dengan segera dapat dipindahkan.

2. Pelumasan

Sebagian besar pada komponen hidrolis, pelumasan bagian dalam disediakan oleh fluida cair. Elemen pompa dan komponen lain yang bergesekan saling meluncur satu terhadap lainnya, sehingga antara dua bidang yang melakukan gesekan itu perlu diberi lapisan film minyak untuk menjaga agar dua bidang itu tidak terjadi kontak langsung atau bergesekan langsung. Untuk menjamin umur pemakaian komponen hidrolis lebih lama, kandungan oli harus terdiri dari bahan-bahan tambahan utama yang diinginkan untuk menjamin karakteristik anti keausan yang tinggi. Tetapi tidak semua oli hidrolis mengandung bahan tambahan.

3. Sebagai Pengisi (*Sealing*)

Dalam hal tertentu, fluida hanya sebagai pengisi (penutup) terhadap tekanan di dalam suatu komponen hidrolis. Terlihat pada gambar di bawah ini bahwa tidak ada cincin pengisi antara batang terhadap rumah katupnya untuk menekan kebocoran dari lintasan tekanan tinggi ke lintasan tekanan rendah. Kerapatan mekanik pengepasan dan viskositas oli menentukan kebocoran rata-ratanya.



Gambar 2.17 Fluida Hidrolik Sebagai Sealing

4. Sebagai Pendingin

Sirkulasi minyak oli melalui pipa – pipa penghantar dan seluruh dinding bak penampung (*reservoir*) akan menyerap panas yang ditimbulkan dalam sistem hidrolik.

Pada tabel 2.4 di bawah diperlihatkan sifat fluida hidrolik unuk berbagai jenis fluida.

Tabel 2.4 Kesesuaian Sifat Fluida Hidraulik

	Jenis Fluida				
	Oli Mineral	Glycol Air	Ester Phosphat	Oli dalam Air	Oli Sintesis
Tahan Api	K	SB	B	C	C
Viskositas	B	SB	C	B	C-B
Kesesuaian	B	SB	C	B	C
Penyekat					
Kualitas					
Pelumasan	SB	C-B	SB	C-B	SB
Batas Suhu (°C) di atas ideal	65	50	65	50	65
Perbandingan Harga relatif terhadap Oli	1	4	8	1,5	4

Keterangan :

SB = Sangat Baik

B = Baik

C = Cukup

K = Kurang Cocok

2.18 Peralatan Komponen Hidraulik

Komponen hidraulik yang diproduksi oleh pabrik sudah distandarisasikan, misalnya standar ISO, ANSI, JIS, dan lain-lain, dalam merencanakan sistem rangkaian hidraulik dalam bentuk gambaran rangkaian.

2.18.1 Pompa Hidraulik

Dari bermacam-macam komponen yang ada dalam sistem hidraulik, boleh dikatakan bahwa pompa adalah komponen yang paling dominan. Fungsi dari pada pompa adalah untuk mengubah energi mekanik menjadi energi hidraulik dengan cara menekan fluida hidraulik ke dalam sistem. Dalam sistem hidraulik, pompa merupakan suatu alat untuk memindahkan sejumlah volume fluida dan untuk memberikan gaya sebagaimana diperlukan.

Hal-hal yang harus diperhatikan dalam pemilihan pompa :

1. Tekanan maksimum yang diperlukan sistem untuk menghasilkan gaya keluar yang cukup dengan elemen penggerak.
2. Aliran maksimum (puncak) atau aliran rata-rata yang diperlukan, apabila sistem menggunakan akumulator.
3. Daya guna pompa, kesesuaian operasi, pemeliharaan ringan, harga pembelian awal, dan kebersihan pompa.
4. Kontrol aliran pompa selama sistem berada dalam tahap tak bergerak, pemindahan tetap, dan pemindahan tak tetap.

5. Pemilihan actuator (silinder hidraulik atau motor) sebagai acuan tekanan dan kapasitas pompa
6. Pilih pompa berdasarkan dasar dari aplikasi (gear, vane, atau piston pump).

Berdasarkan sistem pemindahannya secara umum pompa dapat digolongkan menjadi dua macam yaitu :

1. Non Positive Displacement Pump

Untuk pompa tipe ini umumnya digunakan untuk tekanan rendah dan kecepatan aliaran fluida yang tinggi. Karena tidak sesuai dengan tekanan tinggi maka tidak banyak digunakan pada industri hidraulik. Pada umumnya kapasitas tekanan maksimum dibatasi antara 250–300 psi. Tipe dari pompa ini lebih banyak digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain.

2. Positive Displacement Pump

Untuk pompa tipe ini pada umumnya digunakan pada sistem aliran tenaga. Ketika diterapkan, *positive displacement pump* mengalirkan fluida dalam sistem hidraulik pada setiap putaran dari setiap putaran poros pompa. Pompa ini mampu mengatasi kelebihan tekanan dari beban mekanik dari sistem, selain itu juga dapat mengatasi tahanan aliran yang disebabkan oleh gesekan.

Mengingat sistem hidraulik umumnya bekerja pada tekanan operasi yang relatif tinggi maka jenis pompa yang dipakai dalam sistem hidraulik adalah, *Positive Displacement Pump*.

Dimana *positive displacement pump* memiliki beberapa keuntungan, antara lain:

1. Membangkitkan tekanan tinggi.
2. Mempunyai efisiensi volumetric yang relatif tinggi.

3. Aliran pompa relatif kecil.
4. Perubahan efisiensi relatif kecil pada daerah tekanan tertentu.
5. Fleksibilitas performansi tinggi (dapat dioperasikan pada kebutuhan tekanan dan kecepatan yang bervariasi).

Pompa hidraulik dapat digerakkan menurut gerakan dari komponen internalnya, yaitu :

1. *Gear pump* (mempunyai roda gigi yang susunannya biasanya terdiri atas gigi penggerak/*drive gear* dan gigi yang digerakkan/*driven gear*).
2. *Vane pump* (mempunyai sudu sebagai alat penekan).
3. *Piston pump*.

Perhitungan daya pompa sebelumnya harus diketahui supaya tidak terjadi kekeliruan dalam perhitungan. Sehingga daya pompa adalah :

$$W = \gamma Q \dots\dots\dots(2.25)(Ref 1, hal 95)$$

Dimana : W = daya pompa...(Hp)

γ = densitas fluida...(kg/m³)

Q = kapasitas silinder ...(m³/s)

H = head pomp...(m)

Untuk perbandingan dari berbagai jenis pompa dapat dilihat pada tabel 2.5 dibawah ini.

Tabel 2-5. Perbandingan Pada Berbagai Jenis Pompa.

Jenis Pompa	Tekanan (kg/cm ²)	Kapasitas (Liter/min)	Kecepatan Maksimum (rpm)	Efisiensi Overall (%)
Sudu	20-210	2-950	2000-4000	75-90

Roda Gigi	20-210	7-570	1800-7000	75-90
Piston Aksial	70-350	2-1700	600-6000	85-95
Piston Radial	50-250	20-700	700-180	80-92

Sehingga dengan beberapa factor yang tersebut di atas maka dipilih pompa dengan tipe roda gigi. Hal ini dikarenakan adanya beberapa alasan, antara lain :

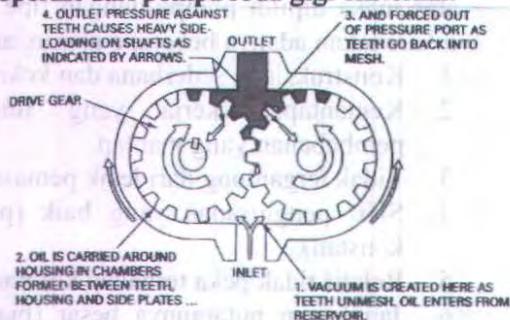
1. Konstruksinya sederhana dan kokoh.
2. Kemantapan kerja yang tinggi, juga pada pembebanan yang mantap
3. Tidak tergantung dari letak pemasangan.
4. Sifat penghisapan yang baik (pada putaran yang konstan).
5. Relatif tidak peka terhadap kotoran.
6. Jangkauan putarannya besar (biasanya $n = 1400-2800 \text{ rpm}$).
7. Dapat digunakan untuk berbagai daerah tekanan (mulai dari 40 bar - 160 bar)
8. Efisiensi yang memadai (75% - 90%)

- Pompa Roda Gigi (*Gear Pump*)

Prinsip kerja pompa jenis ini adalah menciptakan aliran dengan membawa fluida diantara gigi dari meshing gear (gigi yang bertautan). Susunan giginya biasanya terdiri atas gigi penggerak (*drive gear*) dan gigi yang digerakkan (*driven gear*). Sejumlah zat cair masuk di sisi hisap ke dalam rongga - rongga gigi kemudian di pindahkan ke sisi tekan. Pada saat tersebut zat cair oleh cengkraman gigi di desak keluar dari rongga - rongga gigi. Oleh sebab itu rongga - rongga gigi di sebut sebagai ruang - ruang pendesak.

1. Pompa Roda Gigi Eksternal (Eksternal Gear Pump).

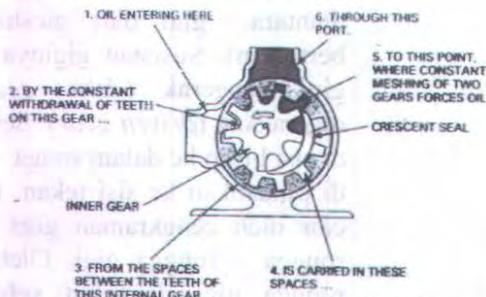
Pada pompa jenis ini kondisi volume yang terjadi pada inlet saat gigi unmesh dan kondisi ini akan menarik fluida masuk ruang yang terbentuk di antara gigi – gigi tersebut. Gambar 2.18 di bawah ini menunjukkan operasi dari pompa roda gigi eksternal.



Gambar 2.18 Operasi Pompa Roda Gigi Eksternal

2. Pompa Roda Gigi Internal.

Pompa ini terdiri dari *internal gear*, *regular spur gear*, *crescent seal* dan *external housing*. Operasi dari pompa ini dapat dilihat pada gambar 2.19 di bawah.



Gambar 2.19 Operasi Pompa Roda Gigi Internal

2.18.2 Reservoir

Ruang penyimpanan fluida (oli) digunakan tangki atau sering juga disebut reservoir. Fluida di jaga agar tetap bersih dengan menggunakan saringan kasar (strainer), saringan halus (filter) atau pemisah magnetic sesuai dengan kondisi yang diinginkan .

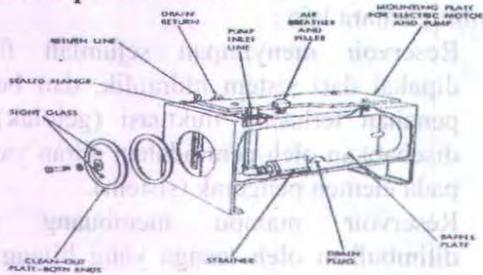
Pada prinsipnya reservoir mempunyai fungsi yang penting, antara lain :

1. Reservoir menyimpan sejumlah fluida sehabis dipakai dari sistem hidraulik, dan bekerja sebagai penahan terhadap fluktuasi (gejolak) fluida yang disebabkan oleh pemindahan aliran yang tidak sama pada elemen penggerak (sistem).
2. Reservoir mampu membuang panas yang ditimbulkan oleh tenaga yang hilang pada elemen penggerak dan elemen pengatur (katup).
3. Reservoir menetralsir adanya buih dan gelembung yang ditimbulkan sehingga buih dan gelembung dapat terpisah dari fluida hidrauliknya
4. Reservoir dapat mengendapkan kotoran-kotoran fluida, endapan itu berada di bagian bawah reservoir, sehingga bebas dari fluidanya.

Untuk melaksanakan fungsi-fungsi diatas, persyaratan rancangan tertentu hampir untuk pemakaian di industri. Reservoir dikonstruksi dari plat baja yang disambung dengan sambungan las, dengan kaki mengangkat reservoir di atas lantai (landasan). Dengan cara ini akan memberikan pendinginan oleh sirkulasi udara disekitar keseluruhan dinding reservoir dan bagian bawahnya, sehingga pemindahan panasnya menjadi optimal.

Reservoir kecil biasanya terbuat dari alumunium tuang dengan sirip-sirip pendingin. Kebanyakan

reservoir dijual dalam bentuk satu unit lengkap meliputi penggerak utama, pompa, dan satu katup pelepas. Dan hampir setiap unit tenaga kecil (sampai 150 liter) mempunyai pompa dipasang secara vertical pada ujung pompa, dicelupkan dalam fluida hidraulik. Kopling memberikan pemindahan tenaga motor listrik tanpa harus mengganggu pompa, juga terpasang pada pelat atas untuk memudahkan pembersihan.



Gambar 2.20 Konstruksi dari Reservoir

Ukuran dari reservoir ditentukan dari kriteria berikut ini :

1. Reservoir harus diberi lubang untuk kotoran dan udara agar bisa keluar.
2. Reservoir harus bisa menahan semua oli yang masuk ke reservoir dari sistem.
3. Reservoir harus dibuat sebesar mungkin agar dapat meredam panas dan getaran dari sistem.

Sebuah reservoir mempunyai kapasitas sebesar tiga kali dari kapasitas pompa untuk suatu sistem hidrolis. Persamaan ini ditulis dalam :

$$\text{Reservoir size (gal)} = 3 \times \text{pump flow-rate (gpm)}$$

$$\text{Reservoir size (m}^3\text{)} = 3 \times \text{pump flow-rate (m}^3\text{/min)}$$

(ref 1, hal 380)

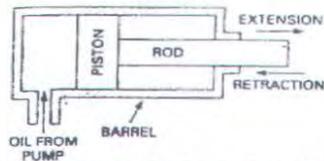
2.18.3 Aktuator

Aktuator merupakan komponen hidraulik berfungsi untuk mengubah energi hidraulik dari pompa menjadi energi mekanik yang berupa gaya dan kecepatan. Aktuator menurut operasinya dapat dikelompokkan sebagai berikut :

1. Silinder Hidraulik

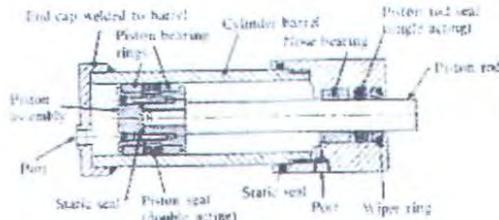
Berfungsi merubah energi hidraulik menjadi gerakan linier dan jenis - jenis silinder ini antara lain

- *Single Acting Cylinder*
Mampu menghasilkan gaya linear hanya dalam satu arah saja (*extending*).



Gambar 2.21 Single Acting Cylinder

- *Double acting cylinder*
Banyak digunakan di dunia industri, bisa bergerak bolak - balik (*reciprocating motion*) dengan tekanan hidraulik.



Gambar 2.22 Double acting cylinder

2. Aktuator Rotari

Digunakan untuk menghasilkan energi yang berbentuk putaran (rotasi) dan mempunyai konstruksi yang menyerupai pompa hidraulik. Motor hidraulik pada umumnya dapat dikelompokkan menjadi dua macam :

a. Limited Rotation (Oscillation Fluid Motor)

Merupakan motor yang mampu memberikan gerakan rotasi yang terbatas. Motor jenis ini biasanya terdiri atas piston dan sudu (*vane*). Pada tipe piston terjadi perubahan gerakan piston menjadi gerakan osilasi poros dengan menggunakan mekanisme *rack, pinion*, rantai atau mekanisme *link* dan osilasi yang dihasilkan mencapai 360° atau lebih. Pada tipe *vane*, *vane* bergerak akibat adanya tekanan yang mendorong *vane* sedang perbedaannya dengan motor kontinu terletak adanya *stopper* yang membatasi putaran *vane* sehingga akan berhenti pada putaran tertentu.

b. Continous Rotation (Motor Hydraulic)

Motor jenis ini dapat berputar secara kontinu dan mempunyai konfigurasi yang hampir sama dengan pompa hidraulik. Perbedaannya dengan pompa terletak pada cara kerjanya dimana motor hidraulik digerakkan oleh tekanan fluida dari pompa.

Motor hidraulik dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- 1). *Motor vane* (motor sudu).
- 2). *Motor gear* yang terdiri atas internal dan eksternal.

3). Motor piston.

Perbandingan dari berbagai jenis motor dapat dilihat pada table di bawah ini :

Tabel 2-6 Perbandingan Dari Berbagai Jenis Motor

<i>Jenis Motor</i>	<i>Tekanan (Kg/cm²)</i>	<i>Kapasitas (liter/min)</i>	<i>Kecepatan Maksimum (rpm)</i>	<i>Efisiensi Overall (%)</i>
<i>Vane</i>	175	25 - 300	400 - 3000	75 - 90
<i>Gear</i>	210	4 - 300	300 - 5000	75 - 90
<i>Piston Aksial</i>	350	10 - 1000	10 - 5000	85 - 95
<i>Piston Radial</i>	210	125 - 38000	1 - 500	85 - 92

2.18.4 Katup (Valve)

Penggunaan katup dalam sistem hidraulik terutama digunakan untuk mengatur atau mengontrol aliran fluida baik dalam arah, kapasitas dan tekanan agar tenaga fluida yang dihasilkan pompa hidraulik bisa dimanfaatkan secara optimal berdaya guna.

Sesuai dengan fungsi, katup yang digunakan dalam sistem hidraulik terdiri atas :

1. Katup Pengatur Tekanan (*Pressure Control Valve*)

Katup pengatur tekanan dalam sistem hidraulik untuk mengatur gaya elemen penggerak dan untuk menentukan pemilihan batas tekanan pada saat pengaturan operasi mesin-mesin tertentu.

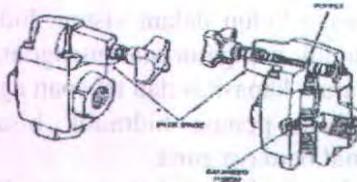
Pengaturan tekanan terutama digunakan untuk melaksanakan fungsi-fungsi sistem berikut :

- a. Untuk membatasi tekanan maksimum system dalam rangkaian hidraulik atau sub-rangkaian.
- b. Untuk menyediakan arah balik aliran pompa ke tangki (reservoir), sementara tekanan sistem harus dipertahankan (system unloading).
- c. Untuk memberikan perlawanan atau menurunkan batas-batas tekanan yang dapat dipilih (gaya penyeimbang).
- d. Untuk mengurangi atau menurunkan batas-batas tekanan dari rangkaian utama ke tekanan yang lebih rendah pada suatu sub-rangkaian.

Menurut fungsi-fungsinya katub-katub ini dapat dibedakan sebagai berikut :

1. Katup Pengaman (*Pressure Relief Valve*)

Katup ini digunakan untuk melindungi pompa dan katup kontrol yang lain dari adanya tekanan yang berlebihan dan juga menjaga agar tekanan dalam sirkuit hidraulik konstan.



Gambar 2.23 *Pressure Relief Valve*

Katup ini dapat dibagi menurut tipe pengoperasiannya menjadi :

- a. *Pressure Relief Valve Tipe Operasi dengan Pemandu (Pilot Operated Tipe).*

Tipe katup ini sering digunakan karena mempunyai unjuk kerja yang tinggi diantara tipe-

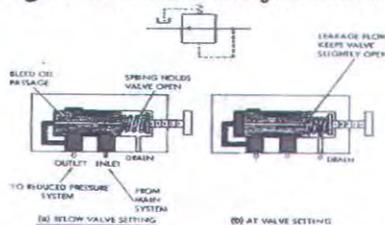
tipe lainnya. Tipe ini dilengkapi dengan unit piston pengimbang yang fungsinya untuk membebaskan kelebihan oli dan pilot digunakan untuk mengontrol operasi dari piston pengimbang untuk mengatur tekanan. Dengan menggunakan lubang (vent) pada piston pengimbang maka katup ini bisa digunakan untuk mengontrol tekanan rendah maupun tekanan tinggi.

b. Pressure Relief Valve Tipe Operasi Langsung (Direct Operated Type).

Pada prinsipnya katup ini seperti katup relief operated pilot, hanya saja katup ini berfungsi untuk mengendalikan tekanan tertentu apabila katup pengarah pada saluran tertutup dan sebaliknya bila diinginkan tekanan tak terbebani (off loading). Maka Fluida di bypass ke saluran reservoir, posisi katup pengarah dirubah pada saluran terbuka.

2. Katup Penurun Tekanan (*Pressure Reducing Valve*)

Katup ini digunakan untuk mengurangi tekanan dari sirkuit hidraulik, yang digerakkan oleh tekanan hilir yang cenderung untuk menutup ketika tekanan mencapai setting dari katup. Jika tekanan hilir di bawah tekanan setting dari relief valve, maka fluida akan mengalir dari inlet menuju outlet.



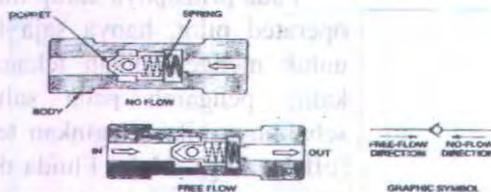
Gambar 2.24 Pressure Reducing valve

3. Katup Pengontrol Arah (*Directional Control Valve*)

Katup ini dirancang untuk menghidupkan, mematikan, mengontrol arah aliran dalam sirkuit hidraulik, mempercepat dan memperlambat silinder maupun motor hidraulik. Katup ini digunakan untuk berbagai pemakaian dan mempunyai banyak jenis.

1. *Check Valve*

Ini merupakan jenis katup pengatur arah yang paling sederhana karena memiliki dua port. Check valve bertujuan untuk mengalirkan fluida dalam satu arah dan mencegah aliran dari arah yang berlawanan.



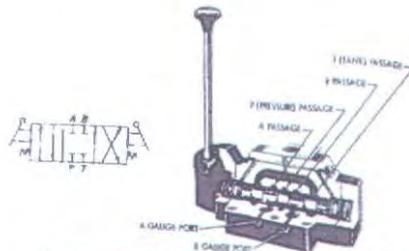
Gambar 2.25 Operasi Check Valve

2. *Three Way dan Four Way Valve*

Katup three way memiliki tiga saluran, sedangkan four way memiliki empat saluran. Secara umum directional control valve menggunakan spool untuk merubah aliran di dalam katup. Katup ini dapat beroperasi dengan dua atau tiga posisi spool.

Katup three way dapat digunakan untuk meneruskan aliran dari pompa ke komponen yang lain secara langsung. Sedangkan katup four way digunakan untuk mengatur silinder double acting, posisi dari spool dapat digerakkan secara manual, mekanis, pressure maupun dengan selenoid.

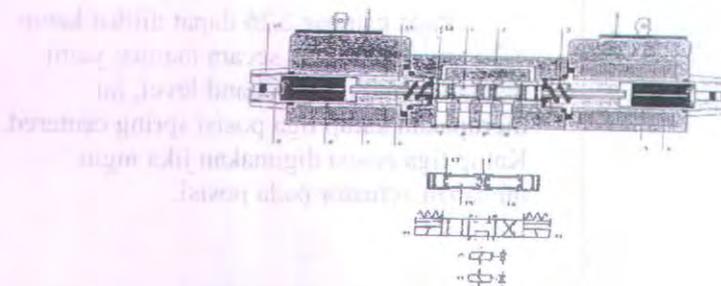
Pada gambar 2.26 dapat dilihat katup 4/3 yang digerakkan secara manual yaitu dengan menggunakan hand level, ini merupakan katup tiga posisi spring centered. Katup tiga posisi digunakan jika ingin menahan actuator pada posisi.



Gambar 2.26 Katup 4/3 Spring Centered Manually Actuated

3. Pilot Actuated Valve

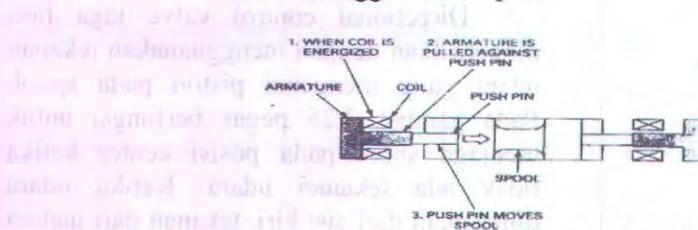
Directional control valve juga bisa dioperasikan dengan menggunakan tekanan udara yang mengenai piston pada spool. Pada gambar 2.25 pegas berfungsi untuk menjaga spool pada posisi center ketika tidak ada tekanan udara. Ketika udara dimasukkan dari sisi kiri, tekanan dari udara tersebut akan mendorong piston dan menggerakkan spool ke kanan. Dan sebaliknya, jika udara dimasukkan dari sisi kanan akan menyebabkan spool bergeser ke kiri.



Gambar 2.27 Kkatup Four Way Air Pilot Actuated

4. Solenoid Actuated Valve

Cara yang paling umum untuk mengatur *spool* katup yaitu dengan *solenoid*. Ketika electric coil (*solenoid*) diberi energi, ini menimbulkan gaya magnetic yang menarik armature ke coil. Hal ini menyebabkan armature mendorong poros untuk menggerakkan *spool*.



Gambar 2.28 Operasi Dari Solenoid Untuk Menggeser Spool

2.18.5 Saringan (Strainer)

Dalam sistem hidraulik, fluida hidraulik harus dijaga agar tetap bersih dengan menggunakan *filter* (saringan halus) dan *strainer* (saringan kasar). Yang membedakan antara *strainer* dan *filter* adalah

kemampuan penyaringan terhadap kotoran-kotoran yang melewatinya.

Berbeda dengan strainer, komponen penyaring (cartridge) yang digunakan lebih besar, sehingga butiran-butiran yang tersaringpun lebih kasar. Pemisah magnet digunakan untuk menjerat kotoran-kotoran yang terbawah oleh fluida, khususnya kotoran-kotoran dari logam fero seperti keausan yang ditimbulkan akibat gesekan pada bidang-bidang bergerak. Karena pada prinsipnya partikel sebesar 1-5 mikron mampu meyebabkan keausan pada katup hidraulik dan mempercepat kerusakan oli, maka penyaringan terhadap fluida merupakan hal yang paling penting untuk memelihara fungsi dan ketahanan system hidraulik.

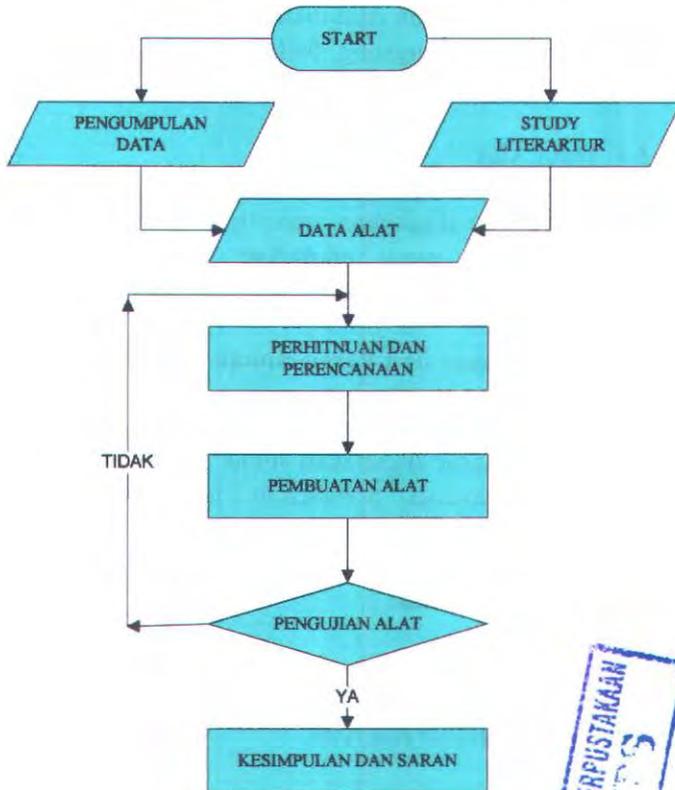


Gambar 2.29 Strainer

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir

Secara sistematis langkah – langkah dalam Tugas Akhir dijadikan dalam bentuk diagram alir seperti gambar berikut ini :



3.1 Gambar Diagram Alir Tugas Akhir



3.2 Studi Literatur

Studi literatur adalah mencari referensi teori yang relevan dengan kasus atau permasalahan yang ditemukan. Referensi ini dapat dicari dari buku, jurnal, artikel laporan penelitian, dan situs-situs di internet.

3.3 Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara melakukan pengamatan langsung pada obyek permasalahan yang kemudian digunakan sebagai bahan data alat.

3.4 Data Alat

Setelah dilakukan study literatur dan pengumpulan data maka dapat dilakukan suatu perhitungan dan perencanaan mesin pencetak briket batubara

3.5 Perhitungan dan Perencanaan

Gambar sket mesin pencetak briket batubara sebagai gambar kasar digunakan untuk melakukan perhitungan dan perencanaan pembuatan mesin pencetak briket batubara.

3.6 Pembuatan Alat

Setelah didapat hasil dari perhitungan dan perencanaan maka dapat dilakukan pembuatan mesin pencetak briket batubara.

3.7 Pengujian Alat

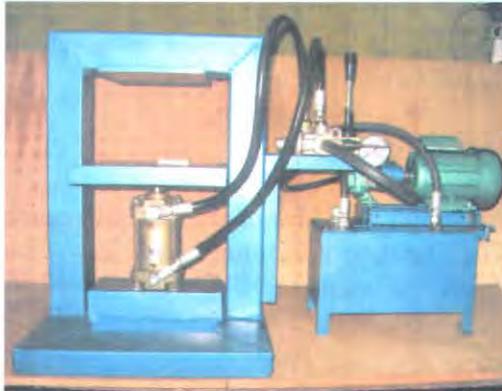
Pada tahap ini dilakukan pengujian pada alat pencetak briket batubara dan menganalisa kerja mesin.

3.8 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini merupakan proses untuk menarik kesimpulan dan saran atas apa yang telah dilakukan selama pengerjaan Tugas Akhir. Dasar pengambilan kesimpulan dan saran diantaranya adalah hasil analisa dan pembahasan yang dilakukan di tahap sebelumnya. Dan bisa berisikan rekomendasi teknis yang berhubungan dengan mesin pencetak briket batubara.

BAB IV PENGUJIAN DAN ANALISA

4.1 Mekanisme Kerja Mesin



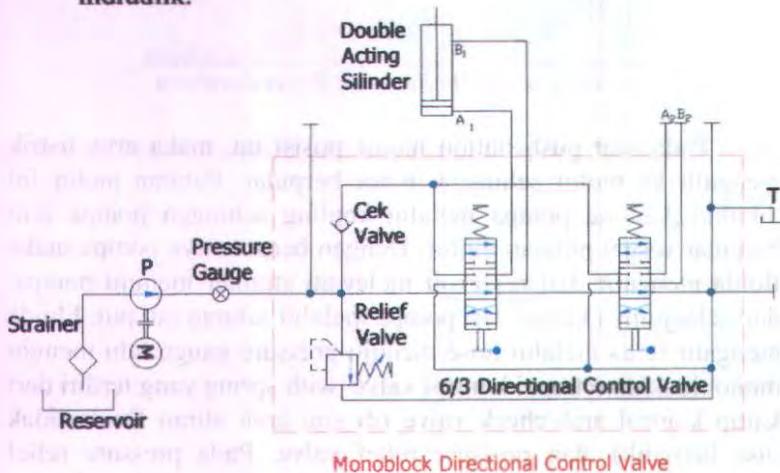
Gambar 4.1 Mesin Pencetak Briket Batubara

Pada saat push button motor posisi on, maka arus listrik mengalir ke motor sehingga motor berputar. Putaran motor ini dihubungkan ke pompa melalui kopling sehingga pompa ikut berputar sesuai putaran motor. Dengan berputarnya pompa maka fluida mengalir dari reservoir melewati strainer menuju pompa, dan selanjutnya keluar dari pompa melalui saluran out put. Fluida mengalir terus melalui hose menuju pressure gauge lalu menuju monoblock directional control valve with spring yang terdiri dari katup kontrol arah/check valve (di sini arah aliran fluida tidak bisa berbalik), dan pressure relief valve. Pada pressure relief tekanan aliran fluida dapat diatur sesuai kebutuhan dengan memutar mur pengatur yang ada sesuai petunjuk pengoperasian. Dari pressure relief valve fluida mengalir menuju katup kontrol aliran 6/3, di sini aliran fluida diatur untuk menggerakkan silinder aktuator maju atau mundur. Pada posisi handle di tengah maka aliran fluida kembali ke reservoir dan silinder diam. Pada saat handel digerakkan ke kanan, fluida mengalir dari port P

menuju port A dan selanjutnya masuk tabung silinder untuk mendorong piston maju sesuai dengan tekanan kerja. Di sini port B terhubung dengan port T, sehingga fluida yang ada di depan piston dan hose akan mengalir menuju reservoir. Setelah piston mencapai titik matinya dan proses selesai handle digerakkan ke kiri sehingga port P terhubung dengan port B, sedangkan port T terhubung dengan port A. Pada posisi ini aliran fluida adalah untuk menggerakkan piston mundur.

4.2 Sirkuit Hidraulik

Pada pembuatan mesin dengan menggunakan sistem hidraulik, setelah diketahui gaya dan gerakan yang dibutuhkan, selanjutnya dilakukan perancangan sirkuit hidraulik.



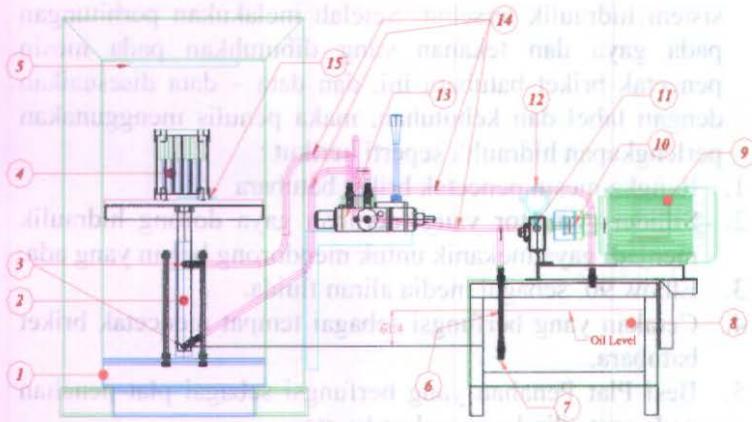
Gambar 4.2 Sirkuit Hidraulik

4.3 Skema Sistem Hidraulik

Setelah sirkuit dari sistem hidraulik diselesaikan, selanjutnya yang dikerjakan adalah membuat skema dari

sistem hidraulik tersebut. Setelah melakukan perhitungan pada gaya dan tekanan yang dibutuhkan pada mesin pencetak briket batubara ini, dan data – data disesuaikan dengan tabel dan kebutuhan, maka penulis menggunakan perlengkapan hidraulik seperti berikut :

1. Rangka mesin pencetak briket batubara
2. Sillider Actuator yang merubah gaya dorong hidraulik menjadi gaya mekanik untuk mendorong beban yang ada.
3. Elbow 90⁰ sebagai media aliran fluida.
4. Cetakan yang berfungsi sebagai tempat mencetak briket batubara.
5. Besi Plat Penahan yang berfungsi sebagai plat penahan pada saat silinder menekan ke atas.
6. Pipa 3/4" sebagai media aliran fluida.
7. Strainer sebagai filter fluida sehingga tidak ada benda asing yang masuk ke pompa dan saluran selanjutnya.
8. Reservoir sebagai tempat untuk menampung fluida hidraulik
9. Motor Listrik sebagai sumber tenaga.
10. Kopling berfungsi sebagai penghubung putaran motor listrik ke pompa.
11. Pompa Hidraulik untuk memompa fluida ke sirkuit hidraulik.
12. Pressure Gauge sebagai pegukur tekanan kerja.
13. Monoblock Directional Control Valve yang terdiri dari One Way Control Valve untuk mengontrol arah aliran fluida, Pressure Relief Valve untuk mengatur tekanan fluida sehingga sesuai dengan kebutuhan, Directional Control Valve untuk mengatur gerakan silinder actuator.
14. Hose sebagai media aliran fluida.
15. Lokator fixture berfungsi untuk menempatkan cetakan agar posisinya tepat pada saat proses pencetakan.



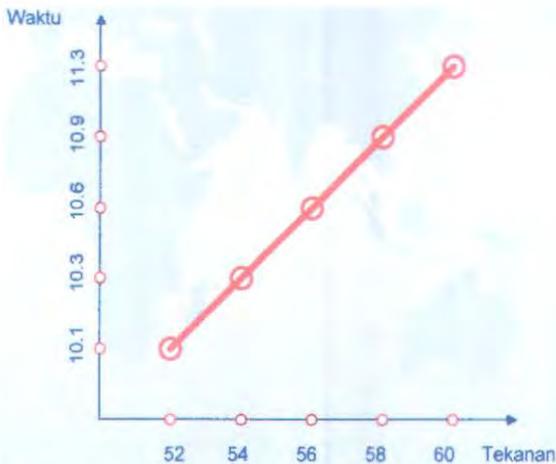
Gambar 4.3 Skema Hidraulik Mesin Pencetak Briket Batubara

4.4 Percobaan Hidraulik

Untuk mengetahui gaya pencetakan briket batubara maka dilakukan percobaan penekanan. Adapun hasil dari percobaan tersebut adalah sebagai berikut :

Percobaan	Tekanan (Kg/cm ²)	Panjang Stroke (mm)	Waktu (s)
1	60	60	11.3
2	58	60	10.9
3	56	60	10.6
4	54	60	10.3
5	52	60	10.1
Rata-rata	56	60	10.64

Tabel 4-1 Hasil Pengamatan Kecepatan Silinder berdasarkan Tekanan, Jarak, dan Waktu

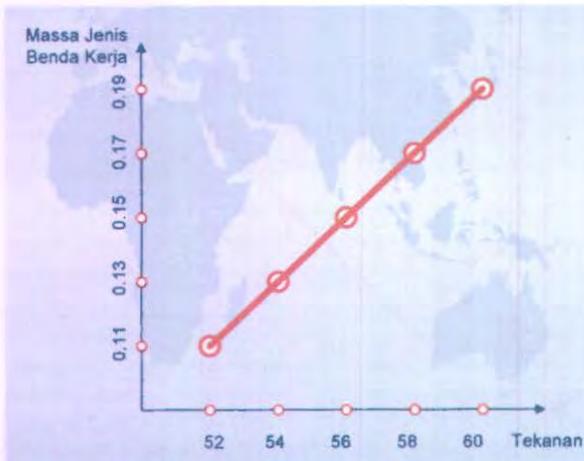


Grafik 4-1 Pengaruh Tekanan Terhadap Waktu

Berdasarkan Tabel dan Grafik di atas dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi tekanan maka semakin cepat pula waktu tempuhnya.

Percobaan	Tekanan (Kg/cm ²)	Massa (gram)	Volume (cm ³)	Massa Jenis
1	60	30	157.6	0.19
2	58	27	157.6	0.17
3	56	23.5	157.6	0.15
4	54	21	157.6	0.13
5	52	18	157.6	0.11
Rata-rata	56	23.9	157.6	0.15

Tabel 4-2 Hasil Pengamatan Massa Jenis Briket Batubara berdasarkan Tekanan, Massa dan Volume



Grafik 4-2 Pengaruh Tekanan terhadap Massa Jenis Benda Kerja

Berdasarkan Tabel dan Grafik di atas dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi tekanan maka semakin berat pula massa jenis benda kerja.

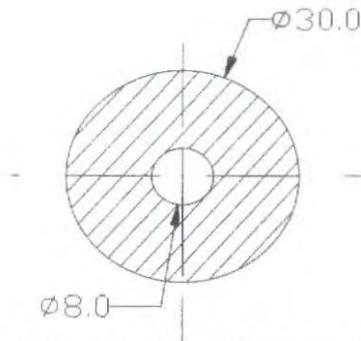
4.5 Pemilihan Fluida Hidraulik

Besarnya Viskositas yang optimal untuk sistem hidraulik adalah antara 20 – 50 cSt (*gambar 2.15 dan gambar 2.16*), maka dipilih minyak dengan SAE 10 W yang memiliki viskositas kinematik sebesar 50 cSt pada temperatur 33°C (*lampiran 1*).

4.6 Pemilihan Silinder Hidraulik

Berdasarkan gaya untuk pencetakan briket batubara yang besarnya :

$$\begin{aligned}
 P &= 56 \text{ Kg/cm}^2 \\
 &= 54,88 \text{ bar} \\
 &= 54,88 \cdot 10^5 \text{ Pascal} \\
 &= 54,88 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Luasan Tekan Pada Proses Pencetakan

$$\begin{aligned}
 F &= P \times A \\
 &= 54,88 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times \frac{\pi}{4} D^2 \times 7 \\
 &= 54,88 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times \frac{\pi}{4} (D_x^2 - D_y^2) \times 7 \\
 &= 54,88 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times \frac{\pi}{4} (0,03^2 - 0,008^2) \text{ m}^2 \times 7 \\
 &= 54,88 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times \frac{\pi}{4} (0,0009 - 0,000064) \text{ m}^2 \times 7 \\
 &= 54,88 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \times 0,0006566 \text{ m}^2 \times 7 \\
 &= 25223,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

maka berdasarkan perhitungan di atas dipilih :

- ◇ Diameter piston : 80 mm
- ◇ Diameter rod : 25 mm
- ◇ Stroke : 60 mm
- ◇ Piping : 3/8 in
- ◇ Efisiensi silinder : 0,85.....(Ref 2, hal 263)

4.6.1 Kapasitas Silinder

Kapasitas silinder hidraulik dihitung dengan cara mengalikan kecepatan silinder dengan luasan dari silinder dimana diameter yang digunakan adalah diameter piston. Selain itu, besarnya kecepatan silinder juga diketahui dari hasil percobaan dengan melihat proses pengerjaan berdasarkan waktu dan panjang silinder.

Dari hasil tabel 4.1 dapat diketahui bahwa besarnya kecepatan silinder adalah :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{S}{t} \\
 &= \frac{0,06m}{10,64s} = 0,0056 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Kemudian besarnya kapasitas silinder adalah :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{silinder}} &= V_{\text{silinder}} \times A_{\text{silinder}} \\
 Q_{\text{silinder}} &= V_{\text{silinder}} \times \frac{\pi}{4} D_{\text{piston}}^2 \\
 &= \frac{0,0056 \text{ m/s} \times \pi (0,08m)^2}{4} \\
 &= 0,00002815 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\
 &= 0,00002815 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{1000\text{lt}}{\text{m}^3} \times \frac{60\text{s}}{\text{min}} \\
 &= \frac{\text{lt}}{\text{min}} \\
 &= 1,689 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}
 \end{aligned}$$

4.6.2 Tekanan Perencanaan

Tekanan pada silinder dapat dihitung berdasarkan gaya pembentukan, kecepatan silinder, kapasitas silinder dan efisiensi silinder (*lampiran 10*). Sehingga tekanan silinder adalah :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F_{\text{penekanan}} \times V_{\text{silinder}}}{Q_{\text{silinder}} \times \eta_{\text{silinder}}} \\
 &= \frac{25223,9N \times 0,0056 \frac{m}{s}}{0,00002815 \frac{m^3}{s} \times 0,85} \\
 &= 5885416,6 \frac{N}{m^2} \\
 &= 5885416,6 Pa \\
 &= 5885,4166 kPa \times \frac{psi}{6,895 kPa} \\
 &= 853,57 psi
 \end{aligned}$$

4.7 Pemilihan Perlengkapan Hidraulik

Perlengkapan hidraulik sangat diperlukan untuk menunjang kinerja dari sistem hidraulik itu sendiri.

4.7.1 Pemilihan Pipa

Untuk menjaga agar tidak terjadi kavitasi pada pompa maka ukuran antara hoses sesudah pompa dan pipa sebelum pompa harus dibedakan. Ukuran pipa diusahakan harus lebih besar daripada hoses. Untuk itu maka dipilihlah pipa besi dengan ukuran 3/4 in dengan spesifikasi :

- ◇ In Diameter : 19,05 mm
- ◇ Out Diameter : 22,05 mm

4.7.2 Pemilihan Hose

Dalam memilih hose, tekanan kerja harus lebih besar dari tekanan perencanaan. Berdasarkan hal tersebut, sesuai lampiran 3, maka hose yang aman digunakan adalah :

- ◇ Diameter luar (O.D) = 18,0 mm
- ◇ Diameter dalam (I.D) = 9,5mm

4.7.3 Pemilihan Katup dan Komponen Hidraulik

Dalam pemilihan katup dan komponen hidraulik, hal yang perlu diperhatikan adalah kapasitas aliran dan tekanan kerja maksimum yang akan dibebankan pada komponen tersebut.

1. Monoblock Directional Control Valve

Monoblock directional control valve ini dipilih karena sudah terdiri dari check valve, pressure relief valve, dan 6/3 directional control Valve dengan spesifikasi sebagai berikut :

- ◇ Nominal Flow : 45 L/mnit
- ◇ Maximum Pressure : 210 Bar

2. Pressure Gauge

Untuk pressure gauge dipakai model 323.11.22 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- ◇ Ukuran nominal = 60 mm
- ◇ Case type = LM
- ◇ Ulir = 1/4" PT, Brass
- ◇ Keakuratan = $\pm 2.0\%$ F.S
- ◇ Skala = psi, Kg/cm²

3. Strainer

Berdasarkan lampiran 9, strainer yang digunakan adalah model MF07 dengan kapasitas aliran 56 l/min dengan filtrasi 125 mesh.

4. Reservoir

Berdasarkan data yang ada yaitu kapasitas hidraulik (Q) $28,15 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{detik}$, kita dapat merencanakan besar volume dari reservoir dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\text{Reservoir size (gal)} = 3 \times \text{pump flow rate (gpm)} \dots (\text{Ref 1, hal 380})$$

$$\text{Reservoir size (m}^3) = 3 \times \text{pump flow rate (m}^3/\text{min)}$$

$$\begin{aligned} \text{Reservoir size (m}^3) &= 3 \times 28,15 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{menit} \\ &= 3 \times 28,15 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \\ &= 84,45 \times 10^{-3} \text{ liter} \end{aligned}$$

4.8 Kerugian Tekanan

Dengan melihat gambar 4.3 (Skema Hidraulik) maka kerugian pipa dapat dihitung dengan membagi kerugian pipa menjadi :

1. Head Lose Mayor

- ◇ Head Loss Mayor sebelum Pompa
- ◇ Head Loss Mayor setelah Pompa

2. Head loss Minor

- ◇ Head Loss Minor sebelum Pompa
- ◇ Head Loss Minor setelah Pompa

4.8.1 Head Loss Mayor

4.8.1.1 Head Los Mayor sebelum Pompa

Diketahui sebagai data awal adalah :

- ◇ Panjang pipa (L) : 700 mm = 0,7 m
- ◇ Diameter pipa : 19,05 mm = 0,019 m
- ◇ Kecepatan aliran fluida dalam pipa :

$$\begin{aligned}
 V_p &= \frac{Q_s}{A_p} \\
 &= \frac{Q_s}{\frac{\pi}{4} D_p^2} \\
 &= \frac{0,00002815 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times (0,019 \text{ m})^2} \\
 &= \frac{0,00002815}{0,000283} \\
 &= 0,099 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Jenis aliran yang terjadi dicari dari *reynold number*, dengan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_p \times D_p}{\nu} \\
 &= \frac{0,099 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{50 \text{ cSt}} \times \frac{10^6 \text{ cSt}}{1 \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 37,62 \quad (\text{Aliran Laminer})
 \end{aligned}$$

Karena aliran laminar, maka faktor gesekan dapat dicari dari persamaan :

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{64}{Re} \\
 &= \frac{64}{37,62} = 0,84
 \end{aligned}$$

Maka head loss mayor yang terjadi sebelum pompa adalah :

$$\begin{aligned}
 H_{L_{\text{mayor}}} &= f \cdot \frac{Le}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\
 &= 2,59 \frac{0,7 \text{ m}}{0,019 \text{ m}} \cdot \frac{(0,099 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\
 &= \frac{0,00116}{0,372} \\
 &= 0,031 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

4.8.1.2 Head Loss Mayor setelah Pompa

Diketahui sebagai data awal adalah :

- ◇ Diameter dalam = 0,0095 m
- ◇ Diameter luar = 0,017 m
- ◇ Panjang pipa = 0,45 m + 0,65 m + 0,65 m + 0,45 m = 2,2 m

Kecepatan aliran fluida dalam pipa :

$$\begin{aligned}
 v_p &= \frac{Q_s}{A_p} \\
 &= \frac{Q_s}{\frac{\pi}{4} \times D_p^2} \\
 &= \frac{0,00002815 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times (0,0095 \text{ m})^2} \\
 &= \frac{0,00002815}{0,000071} \\
 v_p &= 0,39 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Jenis aliran yang terjadi dicari dari *reynold number*, dengan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{V_p \times D_p}{\nu} \\ &= \frac{0,39 \text{ m/s} \cdot 0,0095 \text{ m}}{50 \text{ cSt}} \times \frac{10^6 \text{ cSt}}{1 \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 74,1 \quad (\text{Aliran Laminer}) \end{aligned}$$

Karena aliran laminar, maka faktor gesekan dapat dicari dari persamaan :

$$\begin{aligned} f &= \frac{64}{\text{Re}} \\ &= \frac{64}{74,1} = 0,86 \end{aligned}$$

Maka head loss mayor yang terjadi setelah pompa adalah :

$$\begin{aligned} H_{L_{\text{mayor}}} &= f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,86 \frac{2,2 \text{ m}}{0,0095 \text{ m}} \cdot \frac{(0,39 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= \frac{0,287}{0,186} \\ &= 1,54 \text{ m.} \end{aligned}$$

Maka Head Loss Mayor total yang terjadi pada pipa adalah :

$$\begin{aligned} H_{\text{loss}_{\text{total}}} &= 0,031 \text{ m} + 1,54 \text{ m} \\ &= 1,571 \text{ m} \end{aligned}$$

4.8.2 Head Loss Minor

Head loss minor merupakan kerugian akibat dari penggunaan aksesoris – aksesoris pada pipa.

4.8.2.1 Head Loss Minor sebelum Pompa

- ◇ Akibat *Strainer* ($\frac{Le}{D} = 75$)..... lamp. 6

$$\begin{aligned} H_{L\text{minor1}} &= f \cdot \frac{Le}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 1,7 + 75m \cdot \frac{(0,099 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= \frac{1,25}{19,6} \\ &= 0,064 \text{ m} \end{aligned}$$

4.8.2.2 Head Loss Minor setelah Pompa

- ◇ Akibat *elbow* 90°, 2 buah ($\frac{Le}{D} = 30$)..... lamp. 6
- ◇ Akibat *Check Valve* ($\frac{Le}{D} = 55$)..... lamp. 6
- ◇ Akibat *Tee*, 1 buah ($\frac{Le}{D} = 22$)..... lamp. 6

$$\begin{aligned} H_{L\text{minor}} &= f \cdot \frac{Le}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,86 \times ((30 \times 2) + 55 + 22) \frac{(0,39 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= \frac{17,92}{19,6} \\ &= 0,91 \text{ m} \end{aligned}$$

◇ Head loss pada *Directional Control Valve*

Karena *Directional Control Valve* termasuk dalam katup pengubah hubungan, maka sesuai dengan lampiran 6 didapat kehilangan tekanan sebesar :

$$\begin{aligned}\Delta P &= 2\text{bar} \\ &= 2 \times 10^5 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Sehingga Head loss yang terjadi:

$$\Delta P = \gamma \times H_{\text{loss}}$$

$$\begin{aligned}H_{\text{loss}} &= \frac{\Delta P}{\gamma} \\ &= \frac{2 \times 10^5}{9000} \\ &= 22,2\text{m}\end{aligned}$$

◇ Head loss pada *Pressure Relief Valve*

Karena *Pressure Relief Valve* termasuk dalam katup pengaman dan katup luapan aliran maka sesuai dengan lampiran 6 didapat kehilangan tekanan sebesar :

$$\begin{aligned}\Delta P &= 1,5\text{bar} \\ &= 1,5 \times 10^5 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Sehingga Head loss yang terjadi:

$$\Delta P = \gamma \times H_{\text{loss}}$$

$$H_{\text{loss}} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1,5 \times 10^5 \text{ N/m}^2}{9000 \text{ N/m}^3} \\
 &= 16,67 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Maka Head Loss Mayor total yang terjadi pada pipa adalah :

$$\begin{aligned}
 H_{L\text{minor}} &= H_{L\text{minor}} + H_{L\text{minorCV}} + H_{L\text{minorDCV}} + H_{L\text{minorPRV}} \\
 &= 0,91 \text{ m} + 22,22 \text{ m} + 16,67 \text{ m} + 0,064 \text{ m} \\
 &= 39,864 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi total head loss pada system hidraulik ini adalah :

$$\begin{aligned}
 \Sigma H_L &= H_{L\text{mayor}} + H_{L\text{minor}} \\
 &= 1,571 \text{ m} + 39,864 \text{ m} \\
 &= 41,435 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.9 Menentukan Pompa

Head pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan energi :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} z_1 + H_p - H_m - \Sigma H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} z_2$$

Dimana :

Z : Elevation Head (m)

$\frac{P}{\gamma}$: Pressure Head

$\frac{v^2}{2g}$: Velocity Head

H_p : Pump Head (m)

H_m : Motor Head (m)

H_L : Head Loss (m)

Dimana :

$$P_1 = P_{\text{gage}} = 0$$

$$V_1 = 0$$

$$H_m = 0$$

Sehingga persamaan di atas menjadi :

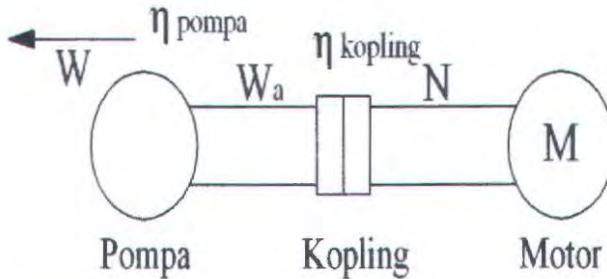
$$\begin{aligned} H_p &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_1 \\ &= \frac{5885416,6 \text{ N/m}^2}{9000 \text{ N/m}^3} + \frac{(0,39 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2} + (0,06 \text{ m}) + 41,435 \text{ m} \\ &= 653,94 \text{ m} + 0,007 \text{ m} + 0,06 \text{ m} + 41,435 \text{ m} \\ &= 694,5 \text{ m} \end{aligned}$$

◇ Sedangkan daya pompa yang dihasilkan adalah :

$$\begin{aligned} W_{\text{pompa}} &= \gamma_{\text{oil}} \cdot Q_s \cdot H_p \dots \dots \dots (\text{Ref 1, hal 95}) \\ &= 9000 \text{ N/m}^3 \times (0,00002815) \text{ m}^3/\text{s} \times 694,5 \text{ m} \\ W_{\text{pompa}} &= 175,9 \text{ Nm/s} \\ &= 175,9 \text{ Watt} \\ &= 175,9 \text{ Watt} \times \frac{1 \text{ Hp}}{746 \text{ watt}} = 0,24 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas maka dapat ditentukan jenis pompa berdasarkan kapasitas yang besarnya $0,00002815 \text{ m}^3/\text{s}$ atau $28,15 \text{ cm}^3/\text{min}$ maka jika kapasitas dibagi dengan kecepatan rata - rata yang besarnya 1800 rpm didapatkan tipe pompa KIP 2 dengan kapasitas $2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ tekanan sebesar $25,2 \times 10^{-6} \text{ Mpa}$ dan kecepatan rata - rata 1800 rpm (dari lampiran 5).

4.10 Menentukan Daya Motor



Keterangan :

- W : Daya keluar pompa
 W_a : Daya masuk pompa
 N : Daya keluar motor

Karena pompa yang dapat digunakan adalah gear pump dengan efisiensi sebesar 90 % (tabel 2.5) maka daya yang masuk pompa dapat dicari dengan :

$$\begin{aligned} W_a &= \frac{W}{\eta_{pompa}} \\ &= \frac{175,9 \text{ Watt}}{0,9} \\ &= 195,4 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Perhitungan daya motor dicari dengan melihat adanya flexibel kopling antara motor dengan pompa, sehingga daya motor didapatkan dengan cara menambahkan nilai kerugian yang terjadi pada kopling. Di sini efisiensi dari kopling diasumsikan sebesar 85 %. Sehingga daya motor yang akan digunakan adalah :

$$N = W_a + (W_a \times 15 \%)$$

$$\begin{aligned}
 &= 195,4 \text{ Watt} + (195,4 \times 15 \%) \\
 N &= 224,7 \text{ Watt} \\
 &= 224,7 \text{ Watt} \times \frac{1 \text{ Hp}}{746 \text{ Watt}} \\
 N &= 0,3 \text{ Hp.}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas didapatkan daya motor sebesar 0,3 Hp , maka dipilihlah motor listrik dengan daya 0,5 Hp dan putaran 1450 rpm.

4.11 Waktu Satu Siklus Kerja

Waktu yang diperlukan untuk menghasilkan briket batubara mulai dari memasukkan serbuk briket sampai proses pelepasan cetakan adalah sebagai berikut:

- ◇ Proses pemasangan cetakan : 10 s
- ◇ Proses memasukan serbuk briket : 1 menit 15 s
- ◇ Gerak maju silinder/proses pencetakan : 10,64 s
- ◇ Proses penahanan : 5 s
- ◇ Gerak mundur silinder : 10,64 s
- ◇ Proses pelepasan cetakan : 2 menit

Dengan demikian total waktu yang diperlukan untuk melakukan satu siklus kerja adalah 3 menit 51.28 detik

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan, akhirnya dapat diambil kesimpulan :

1. Alat pencetak briket batubara ini dapat menghasilkan 7 buah briket dengan berat @ 30 gram dengan sekali cetak dalam waktu 3 menit 51 detik.
2. Dengan gaya penekanan sebesar 25223,9 N, didapat spesifikasi silinder aktuator sebagai berikut : $D_{\text{piston}} = 0,080 \text{ m}$, $D_{\text{rod}} = 0,025 \text{ m}$, Stroke = 0,060 m, Tekanan maksimum = 98 bar.
3. Pompa yang digunakan adalah pompa external gear dengan tipe KIP 2 dengan kapasitas $2 \text{ cm}^3/\text{rev}$ tekanan sebesar $25,2 \times 10^{-6} \text{ Mpa}$.
4. Katup yang digunakan adalah Monoblock directional control valve karena sudah terdiri dari check valve, pressure relief valve, dan 6/3 directional control Valve.
5. Sebagai tenaga penggerak pompa menggunakan motor listrik dengan daya 0,5 Hp.

5.2 Saran

Adapun beberapa saran yang dapat dijadikan pertimbangan untuk perancangan mesin sejenis pada waktu yang akan datang antara lain :

1. Memberi pengunci pada cetakan bagian bawah agar memudahkan operator dalam mengangkat cetakan.
2. Menutup bagian casing cetakan yang tidak digunakan agar serbuk briket tidak tumpah/terbuang.
3. Merencanakan clearance dengan baik agar mudah dalam pelepasan cetakan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Esposito, Anthony., *Fluid Power with Application*, Sixth Edition, Prentice Hall International Inc, New Jersey, 2002.
2. Majuundar, S R., *Oil Hidraulic System Principle and Maintenance*, Mc Graw Hill., 2001.
3. Mc Donald, Alan T., *Introduction to Fluid Mechanics*, fourth edition, John Wiley and Sons Inc, 1994.
4. Farel Bradbury., *Hidraulic System and Maintenance*, Hefte Books (Butterworh), London, UK.
5. Henriksen, Erik Karl., *Jig Fixture Design Manual*, Industrial Pres Inc., Madison Avenue, New York., 1973
6. Deere, John., *Fundamentals of Service*, third Edition, Deere and Company, Litho, USA., 1979
7. Suchy, Ivana., *Hand Book of Die Design*, Mc Graw Hill., 1998
8. Hartono, Sugi., *Sistem Kontrol dan Pesawat Tenaga Hidraulik*, Tarsito, Bandung., 1988
9. Parr, Andrew., *Hidrolika dan Pneumatika*, Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta, 2003



Lampiran 1

Viskositas Kinematik dari Fluida

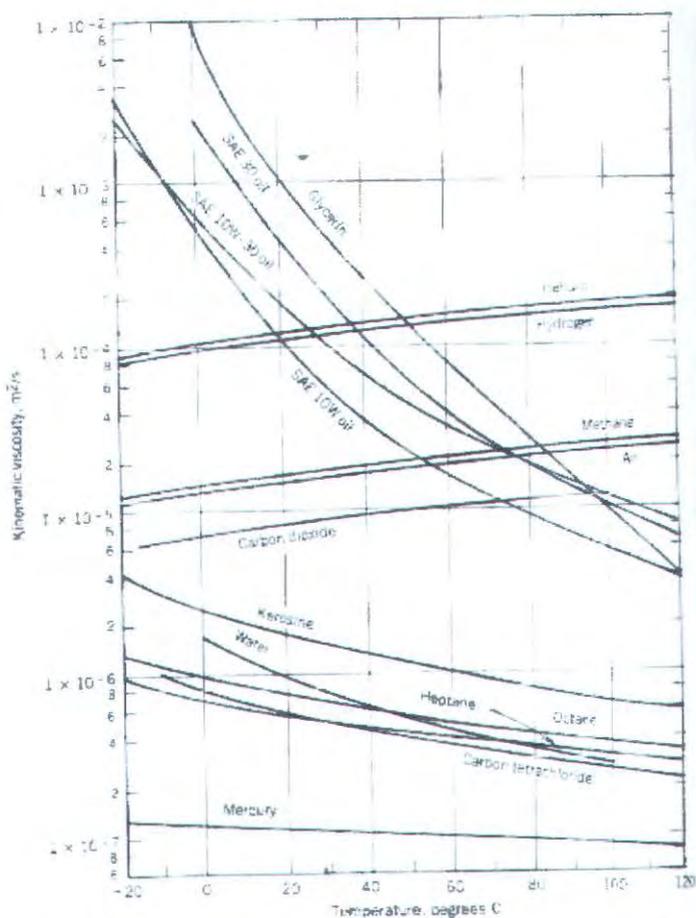


Fig. A.3 Kinematic viscosity of common fluids (at atmospheric pressure) as a function of temperature. (Data from [1, 6, and 10].)

Lampiran 2

Viskositas Minyak dan Temperatur Pengerjaan untuk berbagai Jenis Pompa

Viskositas minyak dan temperatur pengerjaan untuk berbagai jenis pompa.

Tipe pompa	Viskositas pada 50 °C cm ² /s	Temperatur maks.	
		terus-menerus	sebebar
Pompa plunyer aksial lebih dari satu plunyer	0,20...0,45	65 °C	80 °C
Pompa plunyer aksial dengan katup tekan dan pengendalian katup tekan	0,10...0,20	80	90...100
Pompa dengan pelat-pelat pemisah	0,20...0,40	65	90
Pompa plunyer radial	0,10...0,20	65	90
Pompa ulir	0,20...2,00	80	90...100
Pompa roda-gigi	0,20...0,40	65	90...100
Pompa Vickers	0,12...1,52		
Pompa Vickers	0,37...0,45	65	80
Pompa Hydrel, pompa Safag	0,20...0,33		

Catatan: Secara normal seorang konstruktor pompa dan instalasi hidrolik tidak menganjurkan merek minyak tertentu, tapi ia menganjurkan penggunaan minyak dengan viskositas tertentu dan sekaligus menganjurkan jangkauan temperatur yang diperbolehkan.

Kelas-kelas viskositas SAE untuk minyak

*SAE (Society of Automotive Engineers) membagi berbagai minyak dalam kelas-kelas viskositas

Kelas-SAE	Viskositas dalam cm ² /s pada		
	-17,8 °C (0 °F)	99,9 °C (210 °F)	50 °C (dibulatkan)
5W	hingga 8,69	lebih dari 0,0389	0,17 - 0,25
10W	13,01 - 26,06	lebih dari 0,0386	0,21 - 0,3
20W	26,06 - 104,23	lebih dari 0,0386	0,3 - 0,45
20		0,533 - 0,0962	0,3 - 0,45
30		0,0962 - 0,1294	0,45 - 0,7
40		0,1294 - 0,1677	0,7 - 1,0
50		0,1677 - 0,2268	1,0 - 1,5
75	hingga 32,75	lebih dari 0,0418	pada 100°C 0,05 - 0,06
80	32,57 - 217,16	lebih dari 0,0418	0,07 - 0,12
90		0,1424 - 0,25	0,15 - 0,25
140		0,25 - 0,427	0,25 - 0,43
250		lebih dari 0,427	lebih dari 0,45

Catatan: SAE 5 minyak khusus untuk pada katup-katup, viskositasnya mendekati viskositas bahan bakar diesel sampai dengan SAE 50 minyak pelumas untuk motor-motor, mulai dari SAE 75 untuk kotak roda-gigi.

Lampiran 3 Pemilihan Selang (Hose)

TRACTOR/IT SAE 100R1AT DIN EN 853/1SN



IN	HOSE SIZE		CONNECTION			MAX W.P.		REINFORCEMENT		WEIGHT		PERMEABLE
	in	dash inches	L.D.	L.R.D.	O.D.	bar	psi	bar	psi	mm	kg/m	
5	-3	3/16	4,8	9,6	11,6	750	3625	1150	1900	90	0,18	003400-03
6	-4	1/4	6,4	12,8	13,1	225	3265	1000	990	130	0,27	003400-04
8	-5	5/16	7,9	15,8	14,6	215	3120	950	850	115	0,27	003400-05
10	-6	3/8	9,5	19,0	17,8	180	2610	800	720	130	0,33	003400-06
12	-8	1/2	12,7	25,4	20,1	160	2300	600	640	180	0,42	003400-08
16	-10	5/8	15,9	31,8	22,3	130	1805	400	530	200	0,49	003400-10
18	-12	3/4	19	38,1	27,4	105	1525	500	420	240	0,62	003400-12
25	-16	1	25,4	50,8	35,3	90	1285	360	250	300	0,94	003400-16
30	-20	1 1/4	31,8	63,6	43,3	65	945	275	250	420	1,30	003400-20
38	-24	1 1/2	38,1	76,2	49,7	50	725	200	200	500	1,53	003400-24
51	-32	2	50,8	101,6	63,1	40	500	150	160	630	2,17	003400-32

CONTINUOUS SERVICE:

40 F - 212 F

MAX OPERATING TEMPERATURE:

257 F

RECOMMENDED FLUIDS:

mineral oil, rape seed oil, polyglycol base oil, synthetic:
ether base oil, water / oil emulsion, water

TUBE: mineral and biological of resistant synthetic rubber

REINFORCEMENT: one high tensile steel braid

COVER: synthetic rubber with high temperature, ozone and abrasion resistance

SPECIAL CHARACTERISTICS: compatible with mineral oil and any biological oil
INSERT: MF2000

TRACTOR/IT SAE 100R20X DIN EN 853/2SN



IN	HOSE SIZE		CONNECTION			MAX W.P.		REINFORCEMENT		WEIGHT		PERMEABLE
	in	dash inches	L.D.	L.R.D.	O.D.	bar	psi	bar	psi	mm	kg/m	
5	-3	3/16	4,8	11,3	13,3	415	6020	2800	1650	90	0,32	003400-03
6	-4	1/4	6,4	12,8	14,8	460	5800	1750	1600	100	0,37	003400-04
8	-5	5/16	7,9	14,3	16,3	350	5075	1400	1400	115	0,41	003400-05
10	-6	3/8	9,5	16,7	18,7	230	4785	1400	1320	130	0,52	003400-06
12	-8	1/2	12,7	19,8	21,8	275	3990	1170	1100	180	0,63	003400-08
16	-10	5/8	15,9	22,0	25,0	250	3625	1000	1000	200	0,74	003400-10
18	-12	3/4	19	27,0	29,7	215	3120	900	850	240	0,92	003400-12
25	-16	1	25,4	34,8	37,8	175	2540	670	650	300	1,35	003400-16
31	-20	1 1/4	31,8	44,3	47,8	140	2000	400	500	420	2,06	003400-20
38	-24	1 1/2	38,1	50,7	53,4	100	1450	300	360	500	2,35	003400-24
51	-32	2	50,8	63,5	66,2	90	1300	420	320	630	3,14	003400-32

CONTINUOUS SERVICE:

40 F - 212 F

MAX OPERATING TEMPERATURE:

257 F

RECOMMENDED FLUIDS:

mineral oil, rape seed oil, polyglycol base oil, synthetic:
ether base oil, water / oil emulsion, water

TUBE: mineral and biological of resistance synthetic rubber

REINFORCEMENT: two high tensile steel braids

COVER: synthetic rubber with high temperature, ozone and abrasion resistance

SPECIAL CHARACTERISTICS: compatible with mineral oil and any biological oil
INSERT: MF2000

Lampiran 4 Pemilihan Katup 6/3

Monoblock Directional Control Valve MCD20 and MCD50 Series

HOF[®]

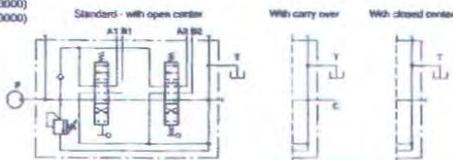
Features

- MCD20 and MCD50 Series are monoblock directional control valves with parallel circuits. The standard valve comes with an adjustable main relief valve, check valve, and 4 mounting holes for standard and optional mounting. The carry over circuit, spool types, spool controls, and other options are available.

- The compact casting is made of high strength cast iron. The spools are made of hardened and tempered steel.

Specification

	Nominal Flow (L/min (USgpm))	Max. Pressure bar (psi)
MCD20	45 (12)	210 (3000)
MCD50	70 (18)	210 (3000)



Ordering Code

Monoblock Valve

Model: MCD20/2 - 140 / D1C / D1C / CO- BSP-TT

Model
MCD20, MCD50

Number of Spool

Relief Valve Setting (bar)
no code - 210 bar
140 - 140 bar

Spool Control
no code or S - Spring return to center
D - Detent in three positions

Spool Type
no code or 1 - Double acting, 3 positions with A and B closed in center
A - Single acting on A, 3 positions B plugged
B - Single acting on B, 3 positions A plugged
M - Double acting, 3 positions with A and B to tank in center

Service Valve* (MCD20 only)
no code - Without valve
P - Without valve, but with pre-arranged holes
C - With pilot operated check valves on port A and B

*With Service Valve, the main valve body will come without Port P and T on top and Port A and B can be BSP 1/8" only, but Port A and B on check valve can be any threads as specified in Ordering Code

Optional Port Connection
no code - Port P and T at side with optional Port P and T plugged on top
TT - Port P and T on top with optional Port P and T plugged at side
SS - Port P and T at side only with standard 3 mounting holes, only

		Thread	Port A-B	Port P-C	Port T
MCD20	no code	BSP1	3/8"	3/8"	3/8"
	TD4	BSP	1/2"	1/2"	1/2"
	BSP	SAE	SAE8	SAE10	SAE10
MCD50	no code	BSP1	1/2"	1/2"	3/4"
	T06	BSP	3/4"	3/4"	3/4"
	BSP	SAE	SAE10	SAE12	SAE12

Circuit Option
no code - With open center plug
CO - With carry over sleeve
CC - With closed center plug

Examples:
MCD20/2-D - Single spool, double acting, detent in 3 positions, BSP 1/8"
MCD50/2-AJWCO-BSP - Double spool, 1st single acting on A, 2nd spool single acting on B, with carry over, BSP 1/2"

HOF[®]

Lampiran 5 Pemilihan Pompa

表 1 表 1 表 1 表 1

項目	仕様	項目	仕様
流量 (l/min)	1000	圧力 (MPa)	2.0
揚程 (m)	10	電圧 (V)	200
消費電力 (kW)	1.0	材質	ステンレス
設置場所	屋内	保証期間	1年
設置高さ	10m	設置場所	屋内
設置向き	垂直	設置場所	屋内

標準仕様 STANDARD SPECIFICATION

型式 Model	流量 (l/min) Displacement	圧力 (MPa) Pressure		回転数 Speed (min)		
		有効差圧 Effective pressure	最高圧 Maximum pressure	最低 Min	定格 Rated	最高 Max
K1P1	1.00	20.5	24.0	1300	1500	6000
K1P2	2.00	20.5	24.0	900	1500	6000
K1P3	3.00	20.5	24.0	850	1500	6000
K1P4	4.00	20.5	24.0	800	1500	6000
K1P5	6.00	20.5	24.0	700	1500	4000
K1P7	7.00	20.5	24.0	500	1500	3500
K1P9	9.00	20.5	24.0	550	1500	2000
K1P10	11.00	20.5	24.0	500	1500	2500

Lampiran 6

Panjang ekuivalen pada katup dan fitting.

Fitting Type	Equivalent Length L _e /D
Valve (fully open)	
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	150
Ball valve	3
Lift check valve : globe lift	600
: angle lift	55
Foot valve with strainer : popper disk	420
: hinged disk	75
Standard elbow : 90°	30
: 45°	16
Return bend, close pattern	50
Standard tee : flow through run	20
: flow through branch	60

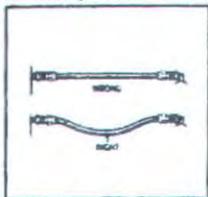
$$* \text{Based on } h_{lm} = f \frac{L_e V^2}{D \cdot 2}$$

Kehilangan tekanan pada katup – katup.

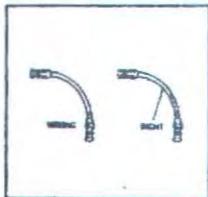
Tipe katup	Hilangan tekanan bar	Catatan terhadap debit Q
a) Katup-katup tekanan balik torak dengan katup langkah balik	2,0...2,2 2,0...3	tergantung penampang
b) Katup-katup langkah balik	2	Q < 70 l/menit
c) Katup-katup pengaman dan katup-katup isapan aliran	1,5...1,6 3,0...5	Q > 70 l/menit
d) Katup-katup penurun pencekik	2,0...2,5	Q = 10 l/menit
e) Katup-katup pencekik	3,0...3,5 1,0...3	Q = 70 l/menit Q = 1,5...8 l/menit
f) Katup-katup pencekik	1,5...6	tergantung dari Q
g) Katup-katup aksial pencekik	2,0...2,2	
h) Penutup-penutup yang dapat berputar dengan 2 kedudukan	1,0...1,1	Q hingga 18 l/menit
dengan 3 kedudukan	1,8...2 1,5...2,6	Q hingga 150 l/menit
i) Katup-katup dua arah	1,5	
j) Katup-katup empat arah	1,8...2	
k) Katup-katup pengubah hubungan	1,5...2	

Lampiran 7 Pemasangan Selang (Hose)

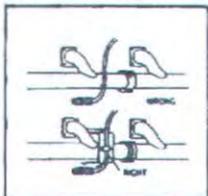
Hose routing and installation



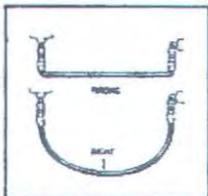
Under pressure, a hose may change in length. The range is from -4% to +2%. Always provide some slack in the hose to allow for this shrinkage or expansion. (However, excessive slack in hose lines is one of the most common causes of poor appearance.)



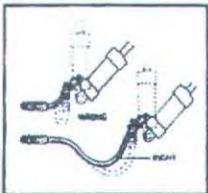
If a hose is installed with a twist in it, high operating pressures tend to force it straight. This can loosen the fitting nut or even burst the hose at the point of strain.



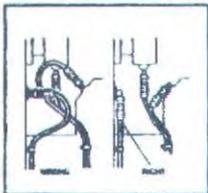
When hose lines pass near an exhaust manifold, or other heat source, they should be insulated by a heat resistant boot, fire sleeve or a metal baffle. In any application, brackets and clamps keep hoses in place and reduce abrasion.



At bends, provide enough hose for a wide radius curve. Too tight a bend pinches the hose and restricts the flow. The line could even kink and close entirely. In many cases, use of the right fittings or adapters can eliminate bends or kinks.

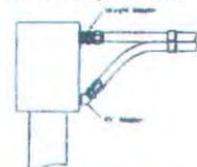


In applications where there is considerable vibration or flexing, allow additional hose length. The metal hose fittings, of course, are not flexible, and proper installation protects metal parts from undue stress, and avoids kinks in the hose.

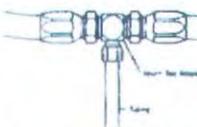


When 90° adapters were used, this assembly became neater-looking and easier to inspect and maintain. It uses less hose, too!

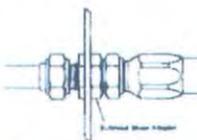
Four basic adapter functions



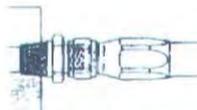
1. To join a hose to a component. Example, a valve might have a 1/2" female pipe thread and a hose a 1/2" S.A.E. 37" swivel nut. The right Avesco Adapter fits both.



2. To connect two or more pieces of hose and tubing. Here, a T-shaped adapter connects two hoses with a length of tubing. Each end of the adapter may have a different thread.



3. To provide both connection and anchor at a bulkhead. In this example, it provides an anchor in addition to connecting a hose to a tube.



4. To eliminate the need for a bushing. Example, one end of the adapter is 1/2" pipe thread, connected to the assembly, and the other is 1/2" S.A.E. 37" flare, which connects to an S.A.E. 37" swivel fitting. The adapter itself replaces the bushing.

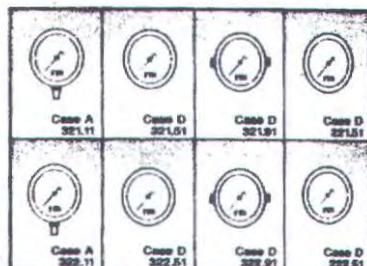
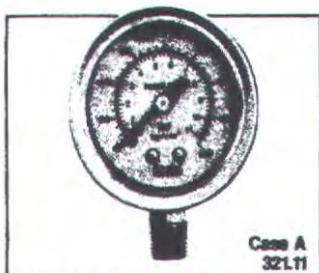
Lampiran 8

Pemilihan Pressure Gauge



LIQUID FILLED PRESSURE GAUGES

8



Model No. : 221, 222, 321, 322 SERIES

Outline :

- All series are liquid-filled.
- Water-proof, shock resistant, and closed structure are durable and accurate, good for long time running.
- Special materials of movement and bourdon tube have leading durabilities.
- It is applicable to the places of both strong fluctuation and non-corrosive fluid, such as air, water and oil.

Features :

- Model** : 221-222 series. (Push Twist Removable Bezel-RB)
321-322 series. (Crimped on Bezel-CB)
- Type** : Pressure gauge / Vacuum gauge / Compound gauge.
- Nominal Size** : 40mm-50mm.
- Case** : Stainless steel AISI 304 supplied with LM or CBM mount type and blowout disk on the top.
- Tubing** : Brass or Phosphor Bronze (upon request).
- Movement** : Brass.
- Connection** : Brass, 1/8" - 1/4", NPT - PT - PF.
- Pointer Type** : General.
- Accuracy** : $\pm 2.0\% F.S.$ (READ ANSI-B40.1 1985)
- Scale** : psi, bar, kPa, MPa, Kg/cm² etc. (Single or Dual Scale)

Note :

- LM : Lower Mount.
- CBM : Center Back Mount.

Specifications :

Nominal size (mm)	Case	Connection	Model No.	Case Assembly
40	A	NPT - PT - PF (1/8" - 1/4")	321.11	-
	D		221.51 321.51	-
	Bracket		321.91	U Bracket
50	A	NPT - PT - PF (1/8" - 1/4")	322.11	-
	D		222.51 322.51	

Ranges (Kg/cm ²)	Mount	Tube	Accuracy (% F.S.)	Others
cmHg	Brass	Brass or Phosphor Bronze	±2.0	- Case & Ring 304 St. St. - Window Glass Acrylic (ASA LENS) - Liquid Filled Glycerine Silicone
75-- 0				
cmHg 1				
2				
3				
4				
6				
10				
15				
20				
25				
0-- 1				
2				
3				
4				
6				
10				
15				
20				
25				
35				
50				
75				
100				
150				
200				

Lampiran 9 Pemilihan Saringan (Strainer)

Suction Filter HF Series

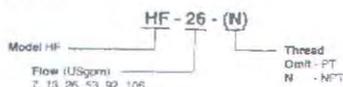
HOF

Features and Handling

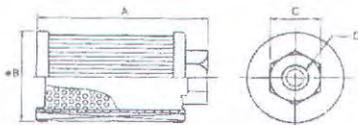
- Suction Filters are made from stainless steel mesh grade 125 micron reinforced with metal mesh and engineering resin for both ends. They are suitable for a wide variety of fluid systems such as hydraulic systems, lubrication systems, and cutting-off supply systems. They can protect components in system, extend life and reduce breakdown for continuous equipment operation.
- The direction of flow on filters is from outside to inside. Filters can be cleaned by blowing compressed air or liquid through the mesh from the inside during maintenance.



Order Code



Specification and Installation Dimensions mm (inch)



Model	Flow L/min (USgpm)	Filtration Micron	Dimensions mm (inch)				Weight kg (lb)
			A	B	C	D	
HF-7	25 (7)	125	90 (3.54)	58 (2.32)	44 (1.73)	1"	0.19 (0.22)
HF-13	50 (13)		157 (6.18)	58 (2.32)	44 (1.73)	1"	0.18 (0.35)
HF-26	100 (26)		145 (5.71)	96 (3.78)	57 (2.24)	1-1/2"	0.40 (0.88)
HF-53	200 (53)		212 (8.35)	96 (3.78)	57 (2.24)	1-1/2"	0.50 (1.10)
HF-92	350 (92)		222 (8.74)	132 (5.98)	88 (3.46)	2-1/2"	1.20 (2.64)
HF-105	400 (105)		277 (10.91)	140 (5.51)	115 (4.53)	3"	1.34 (2.95)

HOF

Lampiran 10

Perbandingan beberapa Jenis Pompa dan Effisiensi Silinder Hidrolik.

<i>Pump Type</i>	<i>Pressure Rating (psi)</i>	<i>Overall Efficiency (%)</i>	<i>Weight (lb/hp)</i>	<i>Cost (\$/hp)</i>	<i>Rated Speed (rpm)</i>
external gear	2000 to 3000	80 to 90	0.5	5 to 9	1200 to 2500
internal gear	500 to 2000	60 to 85	0.5	5 to 9	1200 to 2500
vane	1000 to 2000	80 to 95	0.5	7 to 35	1200 to 1800
axial piston	2000 to 10,000	90 to 98	0.25	8 to 60	1200 to 3600
radial piston	3000 to 10,000	85 to 95	0.35	7 to 40	1200 to 1800

Besar Effisiensi berdasarkan diameter piston. (Ref 2 hal 263)

<i>Piston diameter</i>	<i>Cylinder efficiency</i>
20-50 mm ϕ	80-85
50-120 mm ϕ	85-90
120 mm ϕ	90-95

Lampiran 11

Tabel konversi satuan (Ref 1 hal 618)

<i>Parameter</i>	<i>English unit</i>	<i>Metric unit</i>
Area	1 in ²	6,452 cm ²
	1 ft	0,0929 m ²
Density	1 slug/ft ³	515 kg/m ³
Energy	1 ft . lb	0,0284 m ³ /s
	1 lb	4,448 N
Length	1 ft	0,3048 m
	1 in	2,540 cm
Mass	1 slug	14,59 kg
Power	1 ft. lb/s	1,356 W
	1 hp	745,7 W
	1 Btu/min	0,01767 Kw
	1 psi	6895 Pa
Pressure	1 psi	0,06895 bars
	1 standard atmosphere (14,7 psia)	101,3 kPa abs
	1 lb/ft ³	157 N/m ³
Specific weight	1 lb/ft ³	157 N/m ³
Velocity	1 ft/s	0,3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb . s/ft	47,88 Pa . s

<i>Parameter</i>	<i>English unit</i>	<i>Metric unit</i>
Viscosity (kinematic)	1 ft ² /s	0,0929 m ² /s
Volume	1 in ³	16,39 ³
	1 gal	3,785 L

<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft . lb
Flow rate	1 ft ³ /s	449 gpm
Power	1 hp	550 ft . lb/s
	1 hp	42,4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0,1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in ³
	1 gal	0,135 ft ³

<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Force	1 N	10 ⁵ dyn
Pressure	1 bar	10 ⁵ bar
Velocity (ang)	1 rpm	0,1047 rad/s
Viscosity (abs)	1 N . s/m ²	10 poise
	1 poise	1 dyn . s/cm ²
Viscosity (kin)	1 m ² /s	10.000 stokes
	1 stoke	1 cm ² /s
Volume	1 m ³	1000 L
	1 cm ³	0,001 L

Temperature Conversions

$$T(^{\circ}\text{F}) = 1,8 T(^{\circ}\text{C}) + 32 \qquad T(^{\circ}\text{C}) = \frac{T(^{\circ}\text{F}) - 32}{1,8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1,8 T(\text{K}) \qquad T(\text{K}) = \frac{T(^{\circ}\text{R})}{1,8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = T(^{\circ}\text{F}) + 460 \qquad T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273$$

Lampiran 12

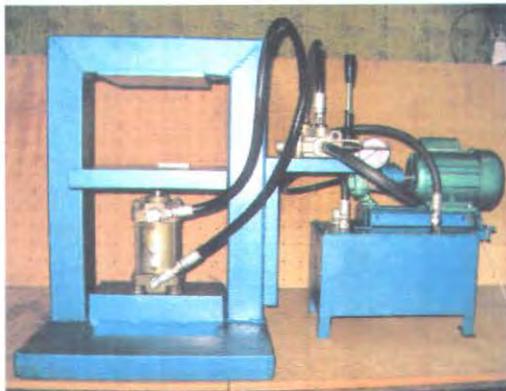
Simbol – symbol pada Hidraulik

THE SYMBOLS SHOWN CONFORM TO THE AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE (ANSI) SPECIFICATIONS. BASIC SYMBOLS CAN BE COMBINED IN ANY COMBINATION. NO ATTEMPT IS MADE TO SHOW ALL COMBINATIONS.

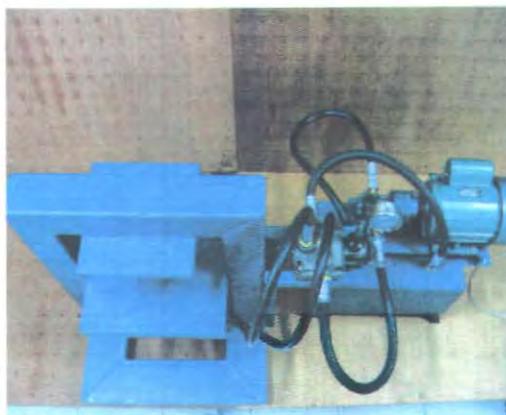
LINES AND LINE FUNCTIONS		LINES AND LINE FUNCTIONS (CONT.)	
LINE, WORKING		DIRECTION OF FLOW, HYDRAULIC	
LINE, PILOT (L>200)		PNEUMATIC	
LINE, DRAIN (L<200)		LINE TO RESERVOIR ABOVE FLUID LEVEL	
CONNECTOR		BELOW FLUID LEVEL	
LINE, FLEXIBLE		LINE TO VENTED MANIFOLD	
LINE, JOINING		PLUG OR PLUGGED CONNECTION	
LINE, PASSING		RESTRICTION, FIXED	
VALVE EXAMPLES		METHODS OF OPERATION	
UNLOADING VALVE, INTERNAL DRAIN, REMOTELY OPERATED		PRESSURE COMPENSATOR	
DECELERATION VALVE, NORMALLY OPEN		DEFER	
SEQUENCE VALVE, DIRECTLY OPERATED, EXTERNALLY DRAINED		MANUAL	
PRESSURE-REDUCING VALVE		MECHANICAL	
COUNTERBALANCE VALVE WITH INTEGRAL CHECK		PEDAL OR TREADLE	
TEMPERATURE- AND PRESSURE-COMPENSATED FLOW CONTROL WITH INTEGRAL CHECK		PUSH BUTTON	
DIRECTIONAL VALVE, TWO-POSITION, THREE-CONNECTION		LEVER	
DIRECTIONAL VALVE, THREE-POSITION, FOUR-CONNECTION		PILOT PRESSURE	
VALVE, INFINITE POSITIONING (INDICATED BY HORIZONTAL BARS)		SOLENOID	
		SOLENOID-CONTROLLED, PILOT-PRESSURE-OPERATED	
		SPRING	
		SERVO	

PUMPS		MISCELLANEOUS UNITS (CONT.)	
PUMP, SINGLE FIXED DISPLACEMENT		TEMPERATURE GAGE	
PUMP, SINGLE VARIABLE DISPLACEMENT		FLOW METER (FLOW RATE)	
MOTOR AND CYLINDERS		ELECTRIC MOTOR	
MOTOR, ROTARY FIXED DISPLACEMENT		ACCUMULATOR, SPRING-LOADED	
MOTOR, ROTARY VARIABLE DISPLACEMENT		ACCUMULATOR, GAS-CHARGED	
MOTOR, OSCILLATING		FILTER OR STRAINER	
CYLINDER, SINGLE-ACTING		HEATER	
CYLINDER, DOUBLE-ACTING		COOLER	
CYLINDER, DIFFERENTIAL ROD		TEMPERATURE CONTROLLER	
CYLINDER, DOUBLE-END ROD		INTENSIFIER	
CYLINDER, CUSHIONS BOTH ENDS		PRESSURE SWITCH	
MISCELLANEOUS UNITS		BASIC VALVE SYMBOLS	
DIRECTION OF ROTATION (ARROW IN FRONT OF SHAFT)		CHECK VALVE	
COMPONENT ENCLOSURE		MANUAL SHUT-OFF VALVE	
RESERVOIR, VENTED		BASIC VALVE ENVELOPE	
RESERVOIR, PRESSURIZED		VALVE, SINGLE-FLOW PATH, NORMALLY CLOSED	
PRESSURE GAGE		VALVE, SINGLE-FLOW PATH, NORMALLY OPEN	
		VALVE, MAXIMUM PRESSURE (RELIEF)	
		BASIC VALVE SYMBOL, MULTIPLE FLOW PATHS	
		FLOW PATHS BLOCKED IN CENTER POSITION	
		MULTIPLE FLOW PATHS (ARROW SHOWS FLOW DIRECTION)	

Mesin Pencetak Briket Batubara dengan sistem Hidraulik



Mesin Pencetak Brikaet Batubara (Tampak Depan)



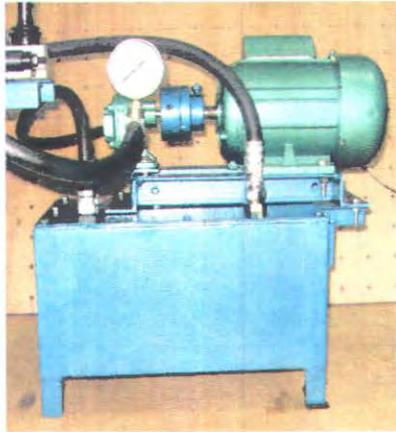
Mesin Pencetak Brikaet Batubara (Tampak Atas)



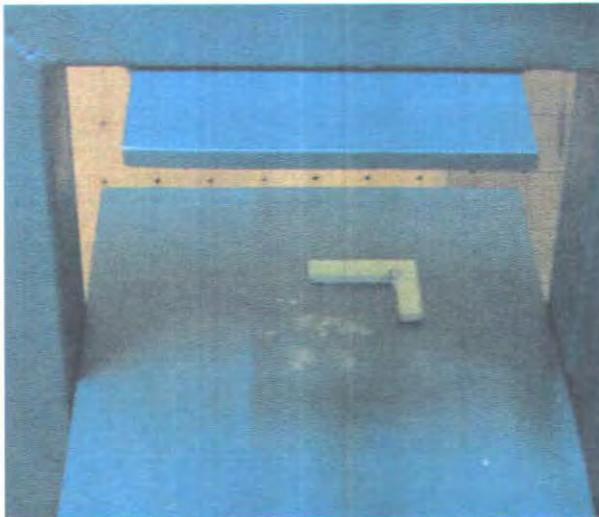
Rangka Mesin Pencetak Briket Batubara



Katup 6/3 pada Mesin Pencetak Briket Batubara



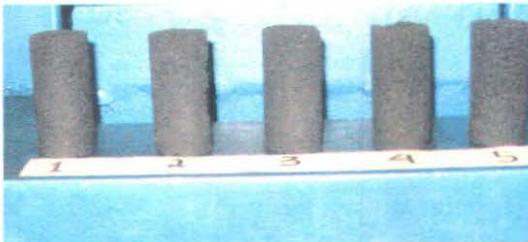
Tangki, Motor, Pompa, Pengukur Tekanan pada Mesin Pencetak Briket Batubara



Fixture (Lokator Sangkar) pada Mesin Pencetak Briket Batubara



Cetakan Briket Batubara



Hasil Percobaan Pencetakan



Hasil Percobaan Pencetakan 1, 2, 3, 4, dan 5

**Mesin Pencetak Briket Batubara Manual dengan
Sistem Ulir**



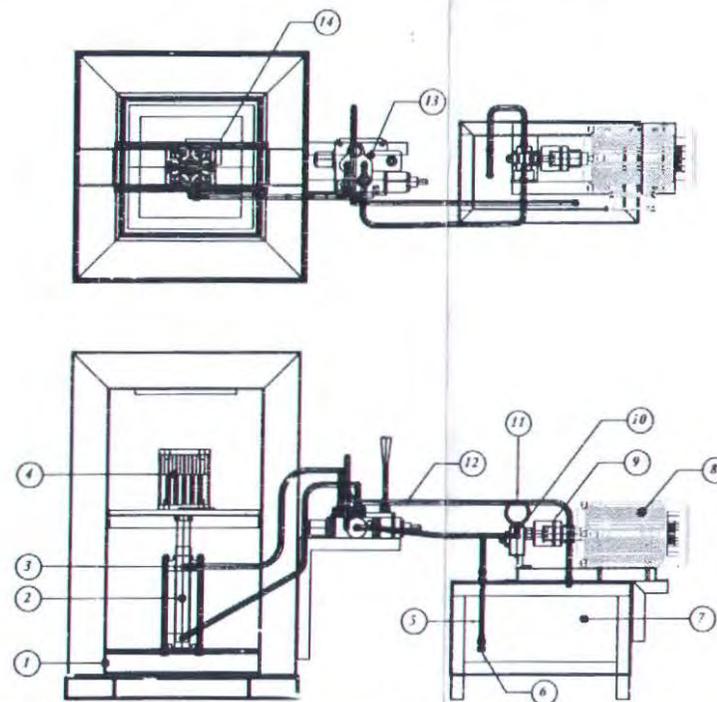
Mesin Pencetak Briket Batubara Manual



Hasil Pencetakan
Mesin Pencetak Briket Batubara Manual

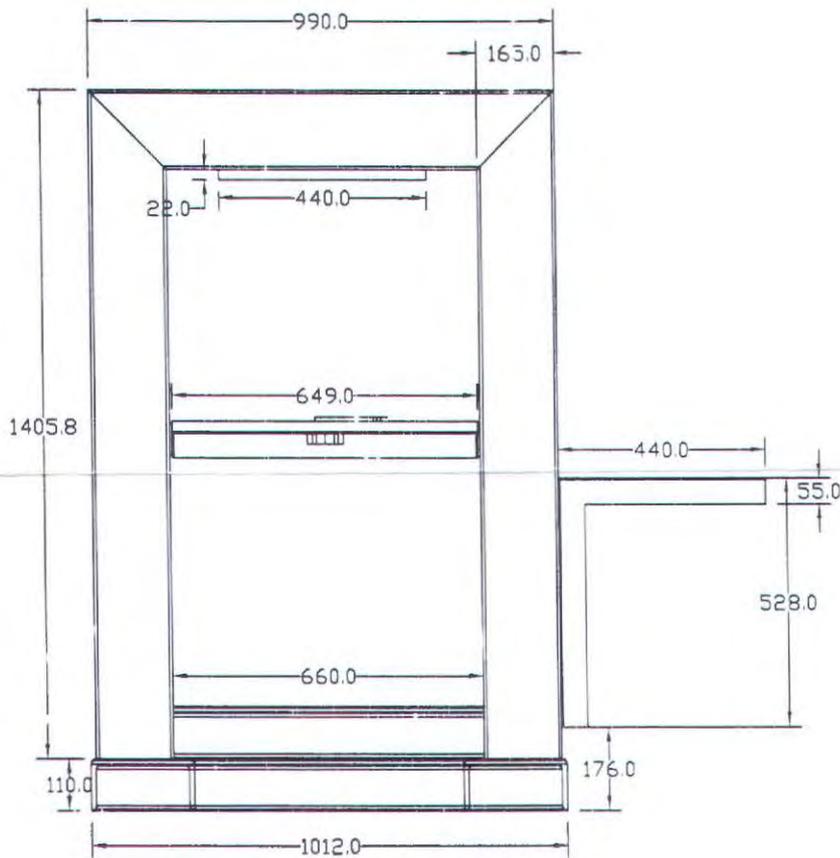
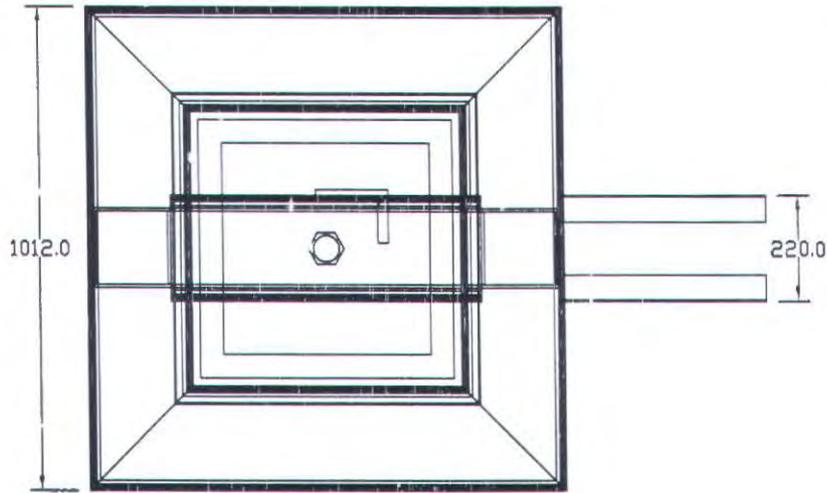
14	Locating Fixture	1	Plat Besi ST 37	-	
13	Monoblock DCV	1	-	-	
12	Selang Hydraulic $\frac{3}{8}$ "	5	Rubber Spiral wire Core	-	
11	Pressure Gauge	1	-	-	
10	Pompa Hydraulic	1	-	-	
9	Coupling	1	AS Besi ST 60	-	
8	Motor Listrik	1	-	1Phase, 220V	
7	Reservoir Tank	1	-	-	
6	Strainer	1	-	-	
5	Pipa $\frac{1}{4}$ "	1	Galvanis	$\frac{3}{4}$ " x 4m	

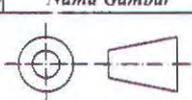
UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	$\pm 0.5^\circ$
Kekasaran Pengerjaan	R_{10} ▽



4	Cetakan	1	Besi ST 37	-	
3	Elbow 90°, $\frac{1}{8}$ "	2	Galvanis	-	
2	Double Acting Cylinder	1	-	\emptyset Bore 80 x 60 mm	
1	Rangka Meja Utama	1	Plat Besi	-	
No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
	Skala : 1 : 10	Nama : Dwi Angga Raharja		Catatan :	
	Satuan : mm	NRP : 2105039024			
	Tanggal : 02-02-2009	Dosen : Ir. Eddy Widjono, M.Sc			

UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	$\pm 0.5^\circ$
Kekasaran Pengerjaan	$R_{12.5}$



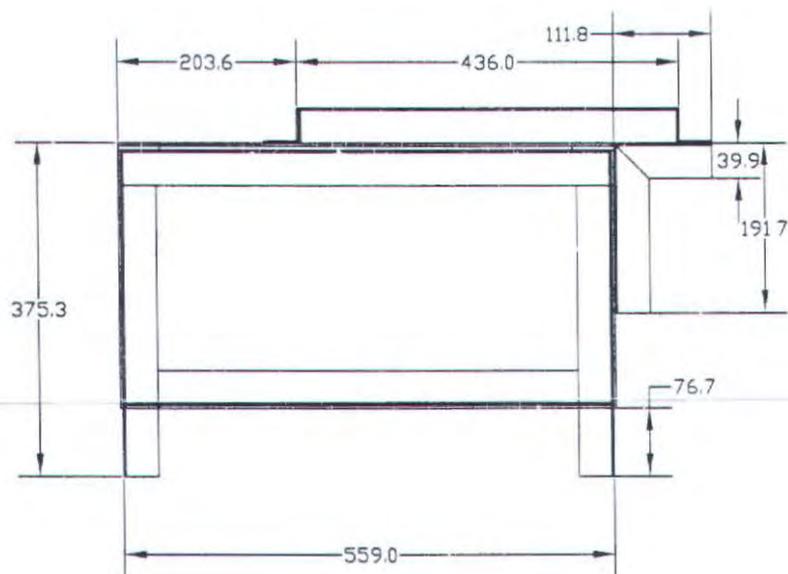
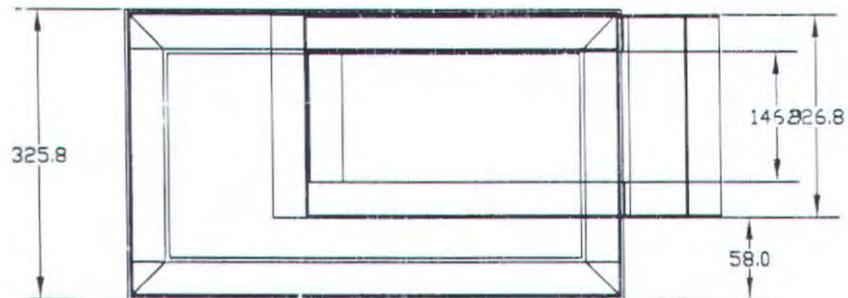
No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
			Besi Kanal U		
			Skala : 1 : 10	Nama : Dwi Angga Raharja	Catatan :
			Satuan : mm	NRP : 2105039024	
			Tanggal : 02-02-2009	Dosen : Ir. Eddy Widyono, M.Sc	

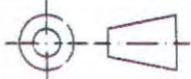
**D3 Teknik Mesin Produksi
ITS-DISNAKER**

Rangka Mesin Pencetak Briket Batubara

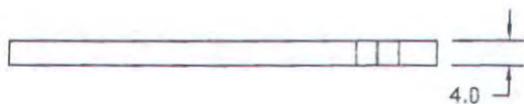
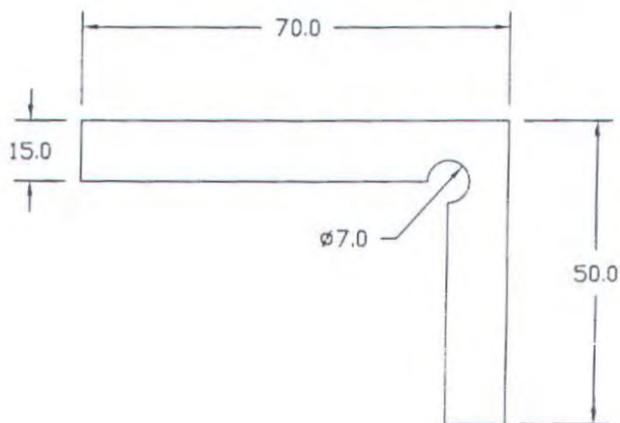
A4

UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	$\pm 0.5^\circ$
Kekasaran Pengerjaan	$R_{\sqrt{0.8}}$



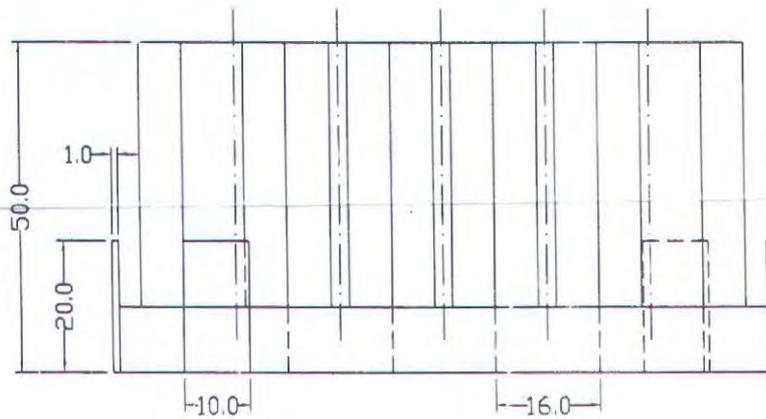
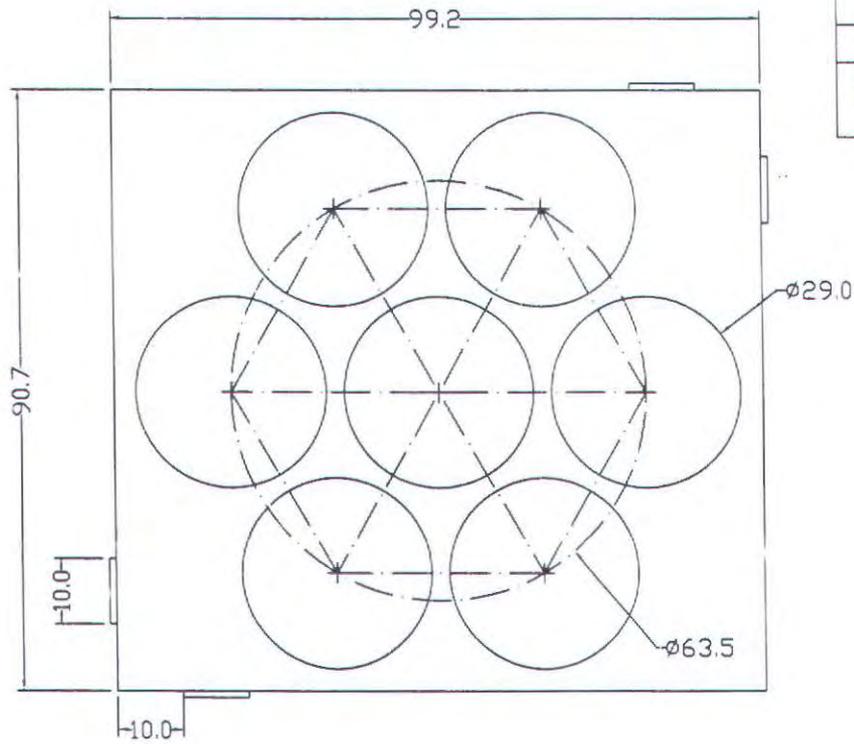
No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
		Skala : 1 : 10	Plat Besi	Nama : Dwi Angga Raharja	Catatan :
		Satuan : mm		NRP : 2105039024	
		Tanggal : 02-02-2009		Dosen : Ir. Eddy Widiono, M.Sc	
D3 Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKER			Reservoir Mesin Pencetak Briket Batubara		A4

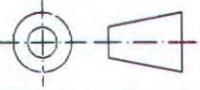
UKURAN	Toleransi
1 - 6	: 0.1
6 - 30	: 0.2
30 - 100	: 0.3
100 -	: 0.4
Sudut	: 0.5
Kekasaran Penggoresan	$\sqrt{0.4}$



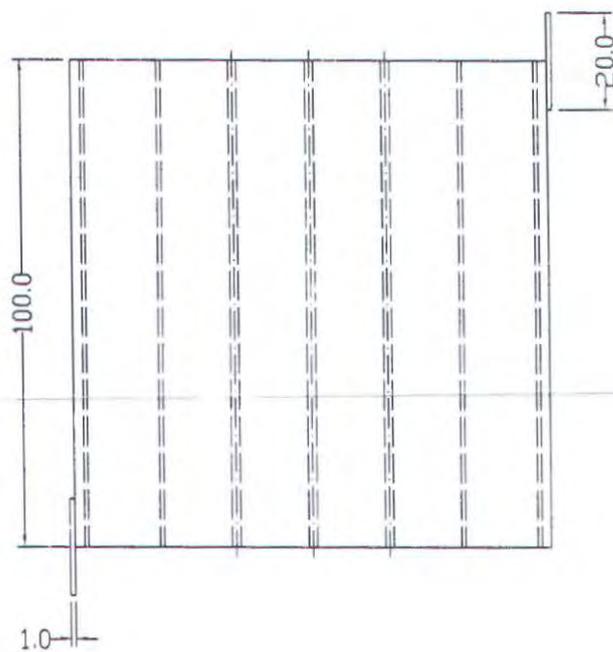
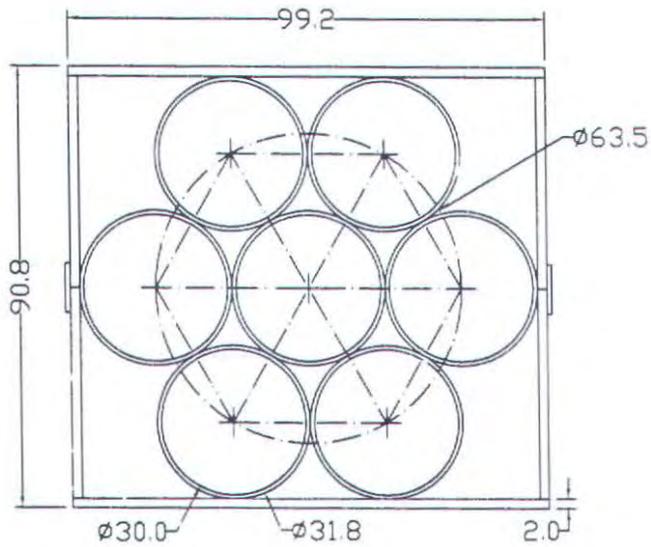
No	Nama Gambar	Q0	Material	Normalisasi	Keterangan	
			Skala : 1 : 1 Satuan : mm Tanggal : 02-02-2009	Nama : Dwi Angga Raharja NRP : 2105039024 Dosen : Ir. Eddy Widyo, M.Sc	Catatan	
D3 Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKER					Fixture Mesin Pencetak Briket Batubara	A5

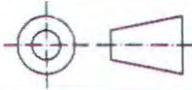
UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	± 0.5°
Kekasaran Pengerjaan	N:10/√



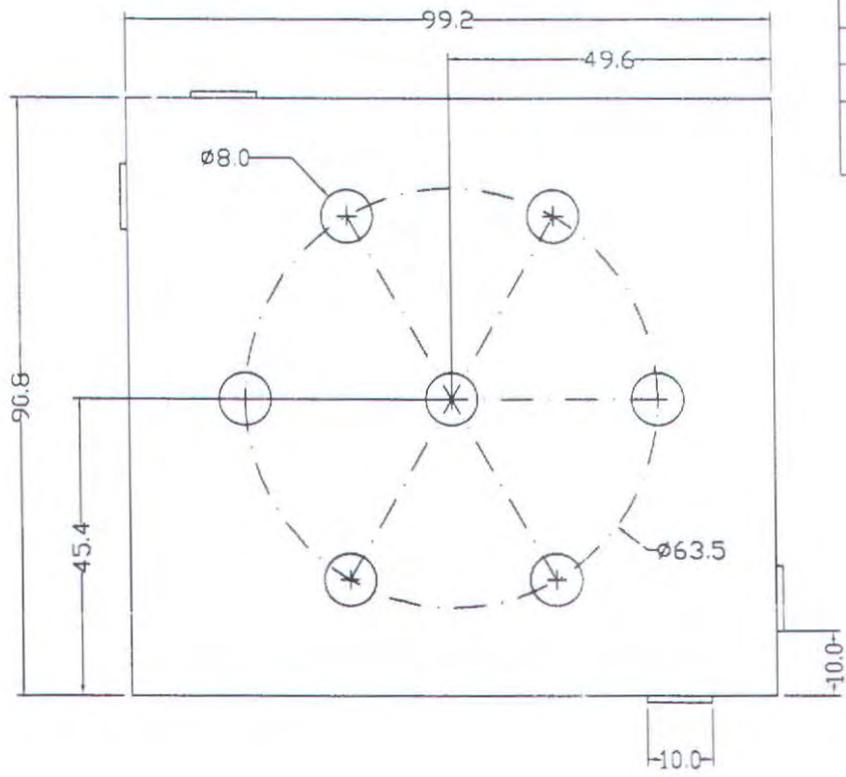
No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
I	Cetakan Atas	I	As Besi ST 37		
		Skala : 1 : 1		Nama : Dwi Angga Raharja	Catatan :
		Satuan : mm		NRP : 2105039024	
		Tanggal : 02-02-2009		Dosen : Ir. Eddy Widiono, M.Sc	
D3 Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKER			Cetakan Atas Mesin Pencetak Briket Batubara		A4

UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	± 0.5°
Kekasaran Pengerjaan	NI5/▽



No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
1	Casing Cetakan	1	Pipe SS		
			Skala : 1 : 1.5	Nama : Dwi Angga Raharja	Catatan :
			Satuan : mm	NRP : 2105039024	
			Tanggal : 02-02-2009	Dosen : Ir. Eddy Widnyono, M.Sc	
D3 Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKER				Casing Cetakan Mesin Pencetak Briket Batubara	
				A4	

UKURAN	Toleransi
1 - 6	± 0.1
6 - 30	± 0.2
30 - 100	± 0.3
100 -	± 0.4
Sudut	± 0.5°
Kekasaran Pengerjaan	R16/



No	Nama Gambar	Qty	Material	Normalisasi	Keterangan
			As Besi ST 37		
			Skala : 1 : 1	Nama : Dwi Angga Raharja	Catatan :
			Satuan : mm	NRP : 2105039024	
			Tanggal : 02-02-2009	Dosen : Ir. Eddy Widnyono, M.Sc	
D3 Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKER			Cetakan Bawah Mesin Pencetak Briket Batubara		A4