

THE DESIGN OF AIR COMPRESSOR WITH TWO CYLINDERS

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh:

YOHANES NADAHADI KRISTIANTO PUTRO

NIM : 995214004

NIRM : 99005112310120004

Kepada

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2004

TUGAS AKHIR
THE DESIGN OF AIR COMPRESSOR WITH TWO CYLINDERS

Yang dipersiapkan dan disusun oleh:

NAMA : YOHANES NADAHADI KRISTIANTO PUTRO

NIM : 995214004

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 16 Maret 2004

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Anggota Dewan Penguji



Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

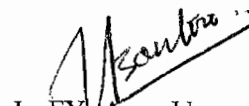
Pembimbing Kedua



Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.



Ir. PK. Purwadi, M.T.



Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

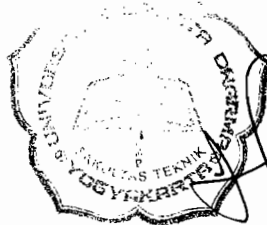
Yogyakarta, Maret 2004


Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan




Ir. Greg Harjanto

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 19 Maret 2004

Y. Nadahadi Kristianto Putro

PRAKATA

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan atas segala rahmat dan berkat yang telah dikaruniakan kepada penulis, sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan lancar. Penulis menyadari bahwa dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak yang telah memberikan banyak saran serta masukan secara moril maupun materiil.

Tugas Akhir ini disusun dan diajukan guna untuk melengkapi persyaratan mencapai gelar Sarjana Teknik pada jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Selain itu para calon sarjana juga dituntut agar sungguh – sungguh mempunyai kualitas yang dapat diandalkan didunia kerja khususnya dibidang teknologi tentang permesinan.

Dalam kesempatan ini penulis dengan segala kerendahan hati menyampaikan rasa terima kasih kepada :

1. Romo Dr. Paulus Suparno, S.J., MST selaku Rektor Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Greg Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanta, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Budi Sugiharto, ST., MT., selaku Dosen Pembimbing Akademik.
5. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA. Selaku Dosen Pembimbing Utama Tugas Akhir.

6. Bapak Yosef Agung Cahyanta, ST., MT., selaku Dosen Pembimbing Kedua Tugas Akhir.
7. Semua Dosen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
8. Pihak perpustakaan Universitas Sanata Dharma Yogyakarta dan perpustakaan Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada Yogyakarta.
9. Kedua orang tua yang telah memberikan bantuan serta dorongan, baik secara material maupun secara spiritual.
10. Semua pihak yang telah memberikan bantuannya dalam penyusunan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini masih sangat jauh dari sempurna serta masih banyak kekurangan - kekurangan, sehingga penulis akan menerima semua saran dan kritik yang bersifat membangun dari para pembaca. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis sendiri maupun para pembaca pada umumnya.

Yogyakarta, 19 Maret 2004

Penulis.

INTISARI

Kompresor merupakan suatu mesin untuk menaikkan tekanan. Dalam proses kerjanya udara yang masuk pada kompresor akan dimampatkan dalam suatu tangki. Udara yang tersimpan didalam tangki tersebut mempunyai tekanan yang lebih besar dari tekanan udara sebelumnya. Tekanan udara yang tersimpan tersebut dapat digunakan lebih lanjut sesuai dengan kebutuhan. Penggunaan udara tekan ini sangat bervariasi, antara lain dibidang perindustrian, di bengkel – bengkel kendaraan bermotor dan juga untuk sumber tenaga lain.

Dalam tugas akhir ini penulis merancang kompresor udara. Kompresor yang direncanakan ini merupakan kompresor kerja tunggal menggunakan pendinginan udara, dengan kondisi udara masuk 30°C , kondisi tekanan masuk 0,095 MPa, tekanan keluar 0,25 MPa dan putaran mesin 550 rpm.

Adapun hasil dari perancangan ini yakni : diameter silinder 63 mm, diameter torak 62,3 mm, panjang silinder 144,168 mm, panjang langkah torak 50 mm, panjang torak 93,45 mm, jari – jari engkol 30 mm, diameter pena engkol 35 mm, menggunakan transmisi sabuk – V dan motor listrik sebagai penggeraknya dengan daya 0,75 kW dan putaran 910 rpm.

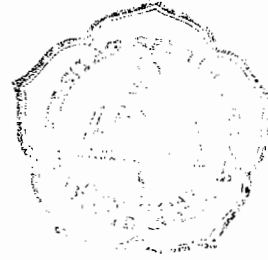
ABSTRACT

Compressor is a machine to make the air pressure up. In the process, the air in compressor will be pressed in a tank. The pressure of the air in the tank is higher than that before. It can be used properly for a certain purpose, such as for industrial field, in certain station and others.

The writer has tried to design his own compressor. The compressor has a single process using air condition. The temperature of the entering air is 30°C , the pressure is $0,095 \text{ MPa}$, the learning pressure is $0,25 \text{ MPa}$ and the machine rotation is 550 rpm .

The discription of the compressor is the diameter of the cylinder is 63 mm , the diameter of piston is $62,3 \text{ mm}$, the length of the cylinder is $144,168 \text{ mm}$, the length of piston step is 50 mm , the length of piston depth is $93,45 \text{ mm}$, the crank circle of is 30 mm , the diameter of crank shaft is 35 mm . It uses V belt transmision and electric motor with the power of $0,75 \text{ kW}$ and the rotation of motor 910 rpm .

DAFTAR ISI



	halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
PERNYATAAN	iii
PRAKATA	iv
INTISARI	vi
ABSTRACT	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Alasan Pemilihan Judul	2
1.3 Tujuan dan Manfaat	3
1.4 Permasalahan	4
1.5 Batasan Masalah	4
1.6 Spesifikasi Kompresor	5
1.7 Metodologi	5
1.8 Sisitematika Penulisan	6
BAB II DASAR – DASAR TEORI	
2.1 Teori Kompresor	7
2.1.1 Pengertian Tentang Kompresor	7

	2.1.2 Klasifikasi Kompresor	8
	2.1.3 Pengaturan Kompresor	11
	2.2 Penggunaan dan Konstruksi Kompresor	11
	2.2.1 Penggunaan Kompresor	11
	2.2.2 Konstruksi Kompresor	13
	2.2.2.1 Silinder dan Kepala Silinder	15
	2.2.2.2 Torak dan Cincin Torak	16
	2.2.2.3 Katup	17
	2.2.2.4 Kotak Engkol	21
	2.2.2.5 Alat Pengatur Kapasitas	21
	2.2.2.6 Pelumasan	23
	2.2.2.7 Peralatan Pembantu	24
BAB III	DATA DAN PERENCANAAN DASAR	
	3.1 Data Perencanaan	27
	3.2 Perencanaan Dasar	27
	3.2.1 Diagram P – V	27
	3.2.2 Efisiensi Volumetrik	29
	3.2.3 Volume Kompresor	32
	3.2.4 Daya Yang Dibutuhkan Kompresor	34
	3.3 Pemilihan Motor Penggerak	35
BAB IV	PERENCANAAN BAGIAN – BAGIAN UTAMA KOMPRESOR	
	4.1 Silinder	38
	4.1.1 Dinding Silinder	39

4.1.2 Panjang Silinder	40
4.1.3 Tebal Kepala Silinder	41
4.1.4 Tegangan pada Kepala Silinder	42
4.1.5 Baut Pengikat Silinder	43
4.2 Torak dan Kelengkapannya	45
4.2.1 Torak	45
4.2.1.1 Diameter Torak dan Panjang Torak	46
4.2.1.2 Tebal Kepala Torak	46
4.2.1.3 Tebal Dinding Torak	47
4.2.1.4 Tebal Sirip Penguat	48
4.2.1.5 Diameter Luar Pena Torak	48
4.2.2 Cincin Torak	49
4.2.2.1 Cincin Kompresi	50
4.2.2.2 Cincin Pelumasan	51
4.2.2.3 Lebar Cincin	52
4.2.2.4 Diameter Cincin	53
4.2.2.5 Alur Cincin	54
4.2.2.6 Tegangan Akibat Sliding	55
4.2.3 Pena Torak	56
4.2.3.1 Diameter Dalam Pena Torak	56
4.2.3.2 Gaya Tekan Yang Dialami Pena Torak....	57
4.2.4 Batang Torak	58
4.2.4.1 Tangkai Batang Penghubung	59

	4.2.4.2 Ujung Batang Penghubung	61
	4.2.4.3 Pangkal Batang Penghubung	61
	4.3 Poros Engkol	64
BAB V	PENDINGINAN	
	5.1 Pendinginan	68
	5.2 Pendingin Antar Tingkat dan Pendingin Akhir	70
	5.3 Perencanaan Pendinginan	73
BAB VI	PERANCANGAN SISITEM TRANSMISI	
	6.1 Pemilihan Sabuk – V	82
	6.2 Perencanaan Sabuk – V dan Puli	83
	6.3 Perencanaan Bantalan	92
BAB VII	PENUTUP	
	7.1 Penutup	99
	7.2 Kesimpulan	104
	DAFTAR PUSTAKA	105
	LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 2.1 : Mesin Kompresor	14
Gambar 2.2 : Torak dan Cincin Torak	16
Gambar 2.3 : Macam – Macam Konstruksi Katup Kompresor	20
Gambar 2.4 : Cara Kerja Pembebas Beban	22
Gambar 3.1 : Diagram P – V Kompresor	28
Gambar 4.1 : Dimensi Silinder	38
Gambar 4.2 : Kepala Silinder	42
Gambar 4.3 : Torak dan Dimensi Torak	46
Gambar 4.4 : Cincin Kompresi dan Cincin Pelumasan	50
Gambar 4.5 : Bentuk Potongan Cincin Torak	51
Gambar 4.6 : Dimensi Cincin Torak	52
Gambar 4.7 : Kedudukan Pena Torak	56
Gambar 4.8 : Batang Penggerak	58
Gambar 4.9 : Tangkai Batang Penggerak	59
Gambar 4.10 : Bagian Ujung Kecil	61
Gambar 5.1 : Efisiensi Kompresi	69
Gambar 5.2 : Alat Pendingin dengan Udara	70
Gambar 5.3 : Alat Pendingin dengan Air	71
Gambar 5.4 : Pemisah Air dan Pembuang Otomatis	72
Gambar 5.5 : Dimensi Silinder	75
Gambar 6.1 : Ukuran Penampang Sabuk - V	82
Gambar 6.2 : Diagram Pemilihan Sabuk	84

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	: Klasifikasi Kompresor	10
-----------	-------------------------------	----

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penggunaan kompresor sudah sejak lama membantu dalam pelaksanaan beberapa pekerjaan antara lain: pengisian udara pada ban – ban mobil atau motor, menggerakkan rem – rem angin pada kendaraan – kendaraan besar, penyemprotan atau pengecatan, pemberian udara pada aquarium, pembotolan minuman dan menggerakkan alat – alat pneumatis. Kompresor sendiri mempunyai beberapa kelebihan dibandingkan dengan tenaga listrik ataupun hidrolis, karena konstruksi dan operasi mesin serta fasilitas lain lebih sederhana. Energi kompresor yang berupa udara tekan dapat disimpan, sehingga bila melakukan pekerjaan untuk kerja secara tiba – tiba dapat langsung distart lebih cepat.

Disamping faktor pemeliharaan dan pemeriksaan mesin lebih mudah, juga harga lebih murah dibanding dengan peralatan lain. Fluida kerja dari kompresor adalah udara yang didapat dari udara sekeliling yang tidak membahayakan bagi keselamatan manusia bila terjadi kebocoran serta menyebabkan pencemaran udara. Kelebihan dari penggunaan alat udara bertekanan ini antara lain :

1. Udara praktis terdapat di mana – mana dalam jumlah yang tidak terbatas.

2. Udara sangat mudah ditransportasikan melalui pipa-pipa saluran sampai jarak yang jauh.
3. Udara bertekanan tidak mengandung resiko terbakar.
4. Udara bertekanan dapat disimpan didalam tabung sehingga dapat digunakan setiap saat.
5. Udara bertekanan merupakan media kerja yang mempunyai kecepatan tinggi.

Dalam Tugas Akhir ini akan mempelajari perhitungan perencanaan komponen kompresor torak dua silinder dengan udara masuk atau isap 0,095 MPa dan tekanan akhir atau keluar 0,25 MPa. Dengan demikian data kompresor yang direncanakan dapat diketahui.

1.2 Alasan Pemilihan Judul

Dalam setiap industri, penggunaan kompresor sangatlah penting peranannya. Kompresor merupakan suatu alat yang digunakan untuk menghasilkan udara bertekanan tinggi. Pemakaian kompresor tergantung dari kebutuhannya, baik dari segi tingkat tekanannya maupun dari tingkat kapasitasnya. Kompresor torak merupakan jenis kompresor yang paling tua, dengan cara kerja yang paling sederhana. Jenis kompresor lain yang dikembangkan kemudian pada umumnya mempunyai cara kerja yang lebih rumit dari kompresor torak. Tentunya tiap – tiap jenis kompresor mempunyai kelebihan tersendiri dengan kekurangannya tersendiri pula. Walaupun demikian kompresor torak sampai saat ini masih banyak digunakan secara luas.

Kompresor torak mempunyai komponen utama berupa pasangan silinder dengan torak yang dapat membesar dan mengecilkan ruangan diantaranya, bila torak melakukan gerak maju mundur atau naik turun didalam silinder. Dengan demikian maka udara luar dapat terhisap kedalam ruangan tersebut dan kemudian dimampatkan. Maju mundurnya torak digerakkan oleh suatu poros engkol dan batang hubung (batang penggerak). Pada perancangan kompresor torak ini, sekaligus sebagai judul Tugas Akhir mengacu pada ketentuan dan batasan – batasan yang ada didalam penggunaan kompresor torak tersebut.

1.3. Tujuan dan Manfaat

Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk memenuhi syarat kelulusan Sarjana Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Selain itu juga ada manfaat dan tujuan lain yaitu :

1. Dapat menganalisa permasalahan yang terjadi baik secara teoritis maupun praktis.
2. Dapat mengetahui atau memahami suatu spesifikasi kompresor yang dirancang.
3. Belajar menerapkan serta membandingkan teori dan ilmu pengetahuan yang diperoleh di akademis dengan praktek di lapangan.

4. Manfaatnya dapat menjadi pengalaman dalam mendesain kompresor yang nantinya dapat diterapkan di dunia kerja baik untuk pribadi maupun orang lain.

1.4. Permasalahan

Kompresor jenis torak ini menghasilkan fluida kerja berupa udara bertekanan, sistem kerjanya terbagi menjadi dua bagian yaitu : mesin kompresor sebagai sarana penghasil udara tekan merupakan alat yang digerakkan, dan mesin atau motor listrik sebagai tenaga penggerak, yang keduanya saling berkaitan kerjanya. Maka permasalahan dari perancangan kompresor torak ini adalah sebagai berikut :

1. Besar daya kompresor yang dibutuhkan.
2. Besar daya motor penggerak
3. Besar ukuran komponen utama dari kompresor
4. Menentukan ukuran sirip pendinginan

1.5 Batasan Masalah

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini terbatas pada masalah – masalah yang menyangkut antara lain :

1. Perhitungan daya kompresor yang dibutuhkan.
2. Pemilihan dan ukuran daya motor penggerak

3. Perhitungan komponen utama kompresor yang akan direncanakan antara lain : silinder, torak dan poros engkol.
4. Perhitungan sirip pendinginan.
5. Data teknis kompresor

1.6. Spesifikasi Kompresor

Tekanan udara masuk	: 0,095 MPa
Tekanan udara keluar	: 0,25 MPa
Kondisi udara masuk	: 30 °C
Kapasitas Kompresor (Debit Udara)	: 83 liter/menit
Kapasitas Tanki	: 187 liter
Fluida kerja	: udara
Jenis Kompresor	: Kompresor Torak, dua silinder

1.7. Metodologi

Metode perencanaan kompresor torak ini disusun dengan cara antara lain:

1. Metode Observasi

Metode ini merupakan metode pengumpulan data dengan cara mengamati secara langsung pada obyek yang akan digunakan sebagai bahan acuan dalam penyusunan.

2. Metode Studi Pustaka

Metode ini merupakan suatu metode pengumpulan data dengan membaca literatur sebagai bahan referensi yang ada hubungannya dengan permasalahan yang dihadapi dalam penyusunan.

3. Metode Wawancara

Metode ini merupakan metode pengumpulan data dengan cara tanya jawab secara langsung, dengan maksud untuk memperoleh data yang dapat dipertanggung jawabkan.

1.8.Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini menggunakan sistematika sebagai berikut :

Bab I. Merupakan bab pendahuluan.

Bab II. Merupakan dasar – dasar teori kompresor.

Bab III. Merupakan data dan perencanaan dasar.

BabIV. Merupakan perencanaan ukuran utama kompresor dan komponnya.

Bab V. Pendinginan.

Bab VI. Perancangan sistem transmisi

Bab VII. Penutup.

BAB II

DASAR-DASAR TEORI

2.1. Teori Kompresor

Bila sebuah torak bergerak dengan arah bolak balik di dalam silinder, maka akan terjadi pertambahan tekanan, hal tersebut terjadi karena akibat dari mengecilnya volume udara di dalam silinder karena dimampatkan oleh torak.

Jika volume semakin kecil, maka tekanan akan semakin besar, maka hubungan antar volume gas dan tekanan dalam proses kompresi tersebut dapat diuraikan sebagai berikut :

Bila dalam proses kompresi dengan temperatur gas selalu dijaga tetap tidak ada pertambahan panas, maka pengecilan volume menjadi $\frac{1}{2}$ kali akan menaikkan tekanan menjadi 2 kali lipat, demikian jika volume menjadi $\frac{1}{3}$ kali tekanan akan menjadi 3 kali lipat. (Sularso, 1985, hal. 181)

2.1.1. Pengertian Tentang Kompresor

Suatu mesin yang bekerja untuk mengalirkan fluida kerja yang berupa air, udara, gas, dan sebagainya pada suatu ruangan tertentu, disebut dengan pompa, kompresor, blower, dan sejenisnya. Dimana sejumlah fluida kerja yang mendapatkan tekanan dengan kecepatan tertentu tersebut, diperoleh dari mesin-mesin penggerak, seperti : Mesin uap, Turbin uap, Motor listrik, Motor bakar. Kompresor adalah salah satu di antara mesin-mesin yang bekerja untuk mempertinggi atau menaikkan tekanan fluida compressible.

Kompresor ini mempunyai ciri atau ketentuan-ketentuan antara lain sebagai berikut :

- a. Kapasitas : Sejumlah fluida yang dipindahkan atau ditekan setiap satuan waktu.
- b. Tekanan : Pertambahan tekanan fluida setiap satuan luas.
- c. Tenaga : Energi yang diberikan oleh mesin atau motor penggerak setiap satuan waktu.
- d. Efisiensi : Perbandingan antara energi yang diberikan kepada fluida dengan energi yang diberikan oleh mesin/motor penggerak.

Di dalam kompresor tenaga mekanis yang diberikan oleh alat penggerak dikembangkan menjadi tenaga potensial dalam bentuk fluida bertekanan, pengaliran fluida serta berbagai bentuk kerugian panas mekanis karena adanya gesekan antara torak dengan silinder serta gesekan antara poros dengan bantalannya dan bocoran-bocoran lainnya.

Kompresor dapat bekerja secara tunggal atau ganda tergantung dari konstruksi atau kebutuhan yang diinginkan. Beberapa kompresor torak direncanakan mempunyai silinder lebih dari satu, dan dapat pula dengan tingkat penekanan lebih dari satu.

Perencanaan jumlah tingkat dan silinder yang diinginkan banyak tergantung dari kebutuhan kapasitas dan tekanan yang diinginkan, dengan tidak mengabaikan faktor tenaga yang tersedia dan faktor-faktor ekonomis lainnya.

2.1.2. Klasifikasi Kompresor

Kompresor dapat dibedakan dalam 2 (dua) golongan, yaitu :

A. *Positive Displacement Compressor.*

Yaitu kompresor yang menghisap udara dalam satu tempat yang tertutup (silinder) dan ditekan hingga tekanannya bertambah besar dengan memperkecil volume.

Contoh : *Reciprocating Compressor, Rotary Compressor.*

B. *Dynamic Compressor.*

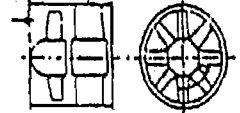



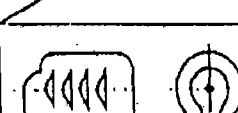
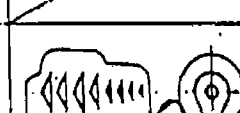

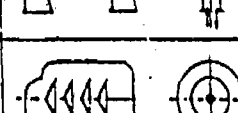
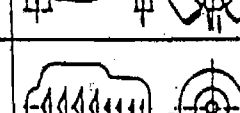
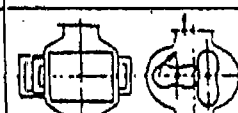

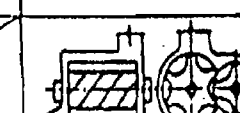

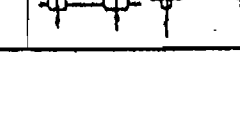
Yaitu kompresor yang menyebabkan udara atau gas mengalir melalui kompresor dengan cara merubah energi kinetik dari udara atau gas menjadi energi potensial dengan memakai vanes atau blade.

Contoh : *Centrifugal Compressor, Axial Compressor.*

Berdasarkan tekanan, kompresor dapat dibedakan menjadi 3, yaitu :

- a. Kompresor tekanan rendah, tekanan sampai dengan 5 kg/cm^2 .
- b. Kompresor tekanan menengah, tekanan sampai dengan 20 kg/cm^2 .
- c. Kompresor tekanan tinggi, tekanan sampai dengan 20 kg/cm^2 ke atas.

Tabel 2.1 Klasifikasi Kompresor
 Sumber : Sularso, 1985, hal 173

Nama		Fan dan blower		Kompresor
		Fan (kipas)	blower (penutup)	
Jenis	Tekanan	Kurang dari 1000 mm Air (1000 Pa)	1-10 m Air (1000 Pa-10 Pa)	Lebih dari 1 kg/cm ² (10 Pa)
	Jenis turbo	Jenis aksial		
Jenis sentrifugal				
Radial				
Turbo				
Jenis perpindahan (displacement)	Jenis putar (rotary)			
	Sedus luncur			
	Sekrup			
	Jenis bodak-balok			
	Bodak-balok			

2.1.3. Pengaturan Kompresor

Volume udara yang dihasilkan oleh kompresor harus disesuaikan dengan jumlah udara yang dibutuhkan. Jika kompresor berjalan terus otomatis suplai udara akan berjalan terus dan tekanannya akan naik, bila udara tersebut tidak dimanfaatkan akan melebihi batas yang berbahaya. Maka untuk menghindari hal itu perlu adanya pengaturan tekanan kompresor, yang disebut dengan pembebas beban atau unloader.

Pembebas beban terdiri dari beberapa golongan menurut asas kerjanya, yaitu :

- a. Pembebas beban katup isap.
- b. Pembebas beban celah katup.
- c. Pembebas beban trotel isap, dan
- d. Pembebas beban dengan pemutus otomatis.

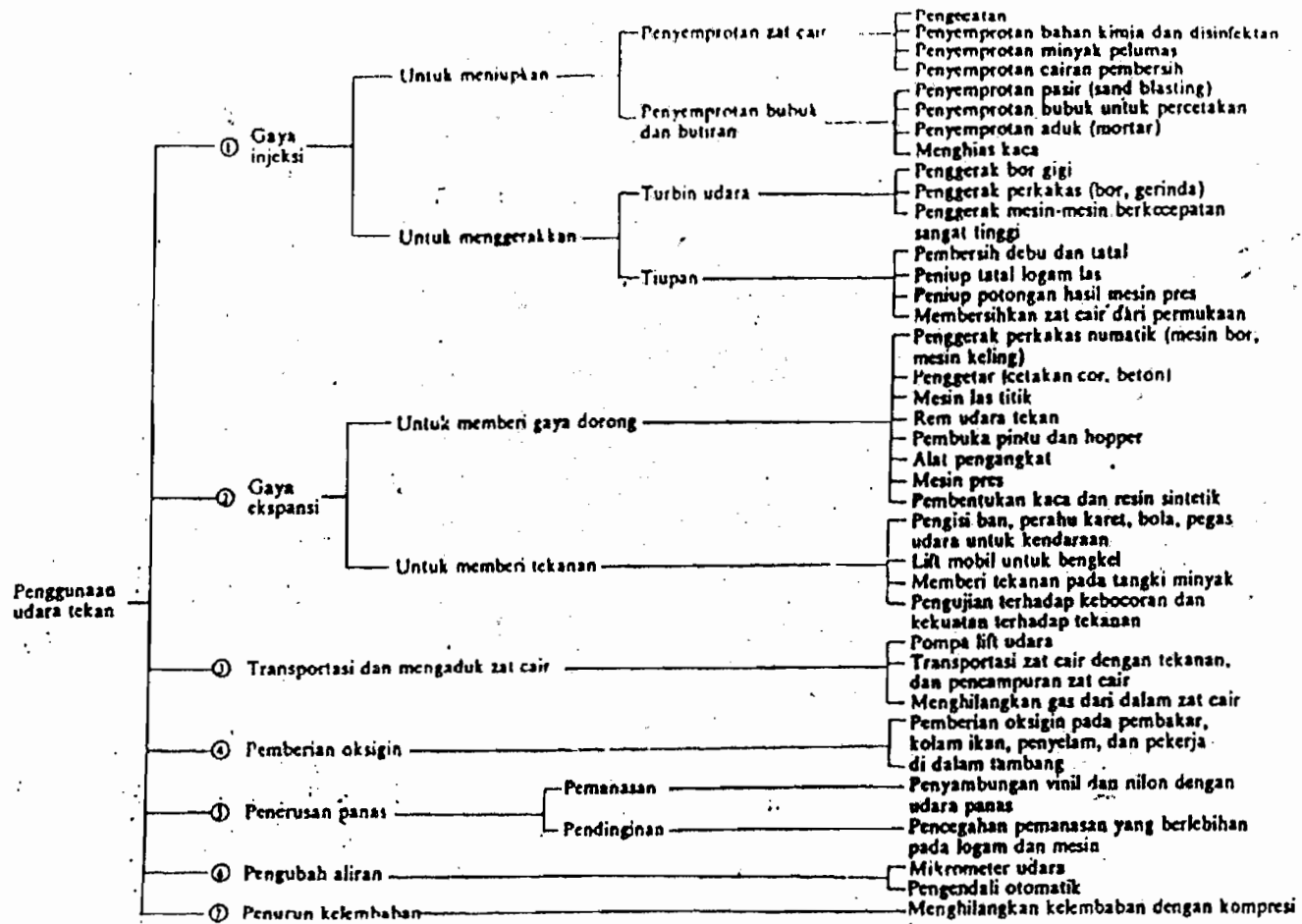
Pembebas beban tersebut di atas, yang sering dipakai oleh kompresor torak adalah jenis katup isap dan pemutus otomatis. Untuk menguraikan cara kerja pembebas beban ini akan dibahas lebih lanjut.

2.2. Penggunaan dan Konstruksi Kompresor

2.2.1. Penggunaan Kompresor

Pemampatan udara dalam sebuah ruangan akan dapat menghasilkan tekanan, sehingga dapat digunakan sebagai tenaga penggerak atau sumber tenaga.

Diagram 2.2 Pemakaian Udara Tekan



Kompresor adalah sebuah alat dengan menggunakan system tersebut, dimana udara tekan yang dihasilkan oleh peralatan ini mempunyai beberapa kelebihan dibanding dengan tenaga listrik atau hidrolis.

Karena konstruksi dan operasi mesin serta fasilitas lainnya lebih sederhana, energi kompresor yang berupa udara tekan dapat disimpan sehingga bila melakukan untuk kerja secara mendadak dapat langsung start dan lebih cepat. Disamping faktor pemeliharaan dan pemeriksaan mesin lebih mudah, juga harga lebih murah dibanding dengan peralatan lainnya. Fluida kerja dari kompresor adalah udara yang didapat dari udara sekeliling yang tidak membahayakan bagi keselamatan manusia bila terjadi kebocoran, maka tidak mengganggu pencemaran.

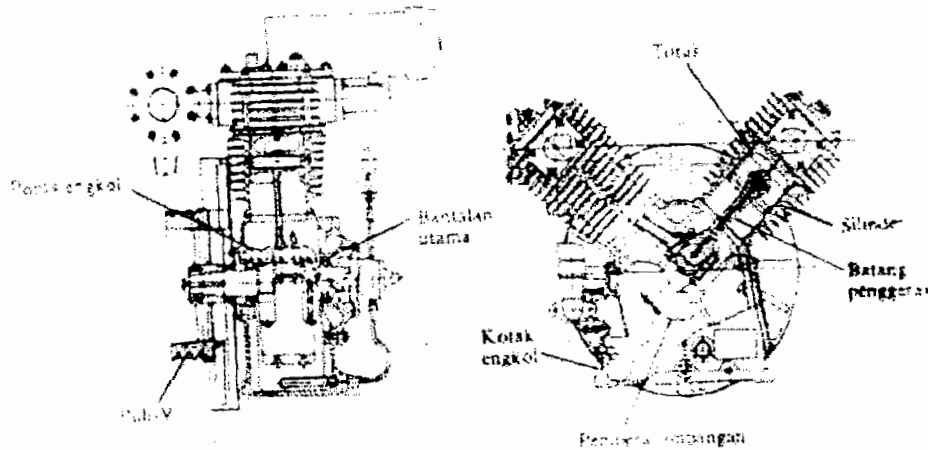
Beberapa pemakaian udara tekan yang dihasilkan oleh kompresor antara lain :

- a. Pengisian udara pada ban-ban mobil/motor.
- b. Menggerakkan rem angin pada mobil-mobil besar.
- c. Pekerjaan penyemprotan/pengecatan.
- d. Pemberian udara pada aquarium.
- e. Pembotolan minuman.
- f. Menggerakkan alat-alat pneumatis.

2.2.2. Konstruksi Kompresor Torak

Konstruksi kompresor torak adalah merupakan rangkaian peralatan yang terdapat pada mesin tersebut, yang satu sama lain saling mendukung dan berkaitan kerjanya. Pada proses kerjanya terbagi menjadi dua, yaitu perangkat penggerak dan perangkat pemampat.

Kompresor torak atau kompresor bolak-balik telah dibuat sedemikian rupa, hingga gerakan putar dari poros engkol yang diubah menjadi gerakan bolak-balik melalui batang torak, akan menghasilkan udara bertekanan di dalam silinder.



Gambar 2.1. Mesin Kompresor

Beberapa perangkat tersebut antara lain meliputi :

- a. Silinder dan kepala silinder.
- b. Torak dan cincin torak.
- c. Katup.
- d. Kotak engkol.
- e. Alat pengatur kapasitas.
- f. Pelumasan.
- g. Peralatan pembantu terdiri dari :

1. saringan udara.
2. katup pengaman.
3. tangki udara.

2.2.2.1. Silinder dan Kepala Silinder

Silinder adalah merupakan ruang tertutup untuk memampatkan udara, dimana dalam ruangan tersebut terdapat sebuah kotak yang bergerak bolak-balik untuk memampatkan udara dalam silinder yang masuk lewat katup yang tersedia. Bahan yang dibuat untuk silinder terbuat dari besi cor yang mampu menahan tekanan berkisar kurang lebih 50 kg/cm^2 . Permukaan silinder harus disuperfinis agar cincin torak yang bergerak di dalamnya akan lebih licin tanpa goresan.

Gesekan antar kedua permukaan cincin torak dan permukaan silinder pada waktu kompresi akan timbul panas. Oleh karena itu dinding luar silinder diberi sirip-sirip dengan tujuan untuk memperluas permukaan yang panas agar lebih cepat dan mudah dalam proses pendinginan dengan udara sekitarnya.

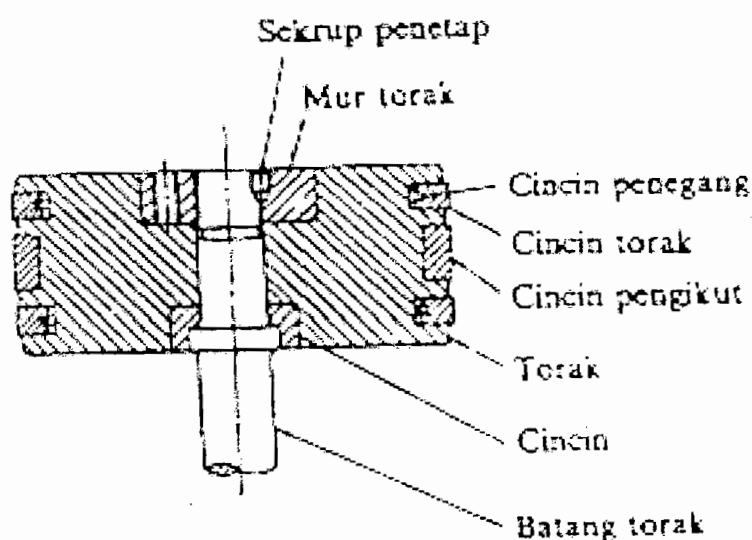
Pada tutup silinder atau kepala silinder terdapat 2 buah lubang laluan, dimana lubang yang pertama sebagai tempat dudukan katup isap dan lubang yang kedua sebagai dudukan katup buang. Gerakan kerja dari kedua buah katup tersebut seiring dengan gerakan batang torak. Di saat torak bergerak mundur maka udara masuk lewat katup isap dan bila torak bergerak maju maka udara keluar melalui katup buang. Udara yang keluar tersebut merupakan udara tekan yang langsung dimasukkan ke dalam tangki.

2.2.2.2. Torak dan Cincin Torak

Torak berfungsi sebagai alat untuk menghisap dan menekan udara masuk dan keluar di dalam silinder. Bahan torak harus cukup tebal dan kuat karena sebagai penahan tekanan. Perancangan torak harus dibuat seringan mungkin. Hal itu untuk mengurangi gaya insersia dan getaran yang ditimbulkan disaat melakukan kompresi.

Disamping itu bentuknya harus disesuaikan karena untuk mengatasi pengaruh panas yang timbul karena gesekan dengan permukaan silinder.

Cincin torak berfungsi untuk mencegah kebocoran diantara kedua permukaan yaitu antara dinding silinder dan torak itu sendiri. Cincin torak dipasang pada keliling silinder bagian atas dengan jumlah 2 buah atau 4 buah bila dipakai untuk kompresor dengan tekanan kurang dari 10 kg/cm^2 .



Gambar 2.2. Torak dan Cincin Torak

2.2.2.3. Katup

Katup isap dan katup buang yang digunakan dalam kompresor dapat membuka dan menutup sendiri sebagai akibat dari adanya perbedaan tekanan udara yang terjadi antara bagian dalam dan bagian luar silinder. Katup – katup ini membuka dan menutup untuk setiap langkah bolak – balik dari torak.

Katup pada kompresor torak dapat dibedakan menjadi dua macam yaitu :

1. Katup mekanis.

Gerakan dihubungkan secara mekanis atau hidrolis dengan gerakan poros atau torak. Katup jenis ini mempunyai beberapa sifat antara lain :

- Kerja dari katub tidak tergantung pada tekanan dalam silinder
- Perlu tenaga mekanis tambahan untuk menggerakkan katup
- Membutuhkan pelumasan pada bagian mekanis katup
- Konstruksi lebih rumit dan harganya lebih mahal.

2. Katup otomatis

Gerakan dihubungkan secara mekanis atau hidrolis dengan gerakan poros atau torak. Katup jenis ini mempunyai beberapa sifat antara lain :

- Konstruksinya lebih sederhana, harganya lebih murah
- Tidak membutuhkan pelumasan
- Drop tekanan kecil
- Tidak memerlukan tambahan tenaga mekanis
- Pengangkatan katup kecil pada kecepatan piston tinggi sehingga membutuhkan luasan katup tinggi.

Adapun syarat – syarat yang perlu dipertimbangkan dalam perencanaan katup diantaranya adalah sebagai berikut :

- Kerapatan terhadap aliran
- Luas aliran maksimal dengan keliling katup yang kecil
- Tahanan aliran sekecil mungkin
- Ruang rugi sekecil mungkin
- Murah harganya

Ada beberapa jenis katup otomatis diantaranya :

- *Disc Valve*
- *Ring plate Valve*
- *Ball Valve*
- *Reed Valve*
- *Channel Valve*
- *Strip Valve*

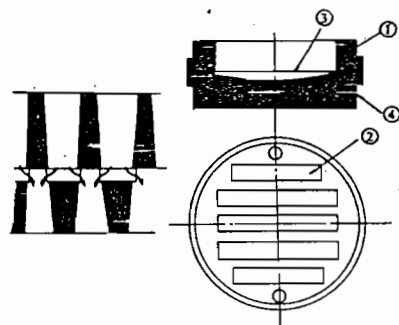
Pada perancangan ini dipilih jenis *Channel Valve* dengan pertimbangan bahwa bentuknya sederhana, harganya murah dan memiliki kemampuan yang cukup memenuhi.

Cara Kerja Katup :

Karena adanya perbedaan tekanan di dalam dan di luar silinder. Pada langkah isap torak bergerak menuju Titik Mati Bawah, di dalam silinder terjadi penurunan tekanan maka katup isap membuka sehingga udara terisap masuk ke dalam silinder. Sebaliknya pada langkah buang torak bergerak menuju

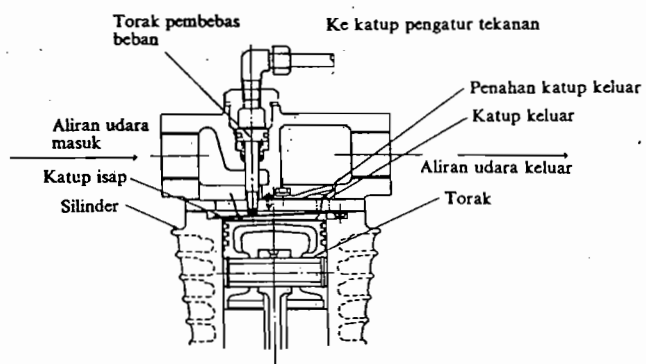
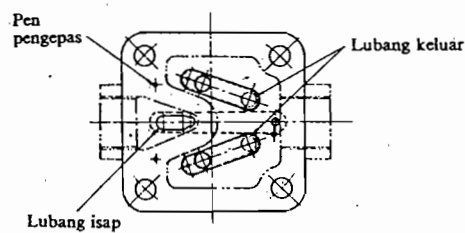
Titik Mati Atas, tekanan dalam silinder akan naik sehingga katup buang akan membuka dan udara akan keluar dari silinder menuju tangki.

Ada beberapa macam konstruksi katup yaitu:



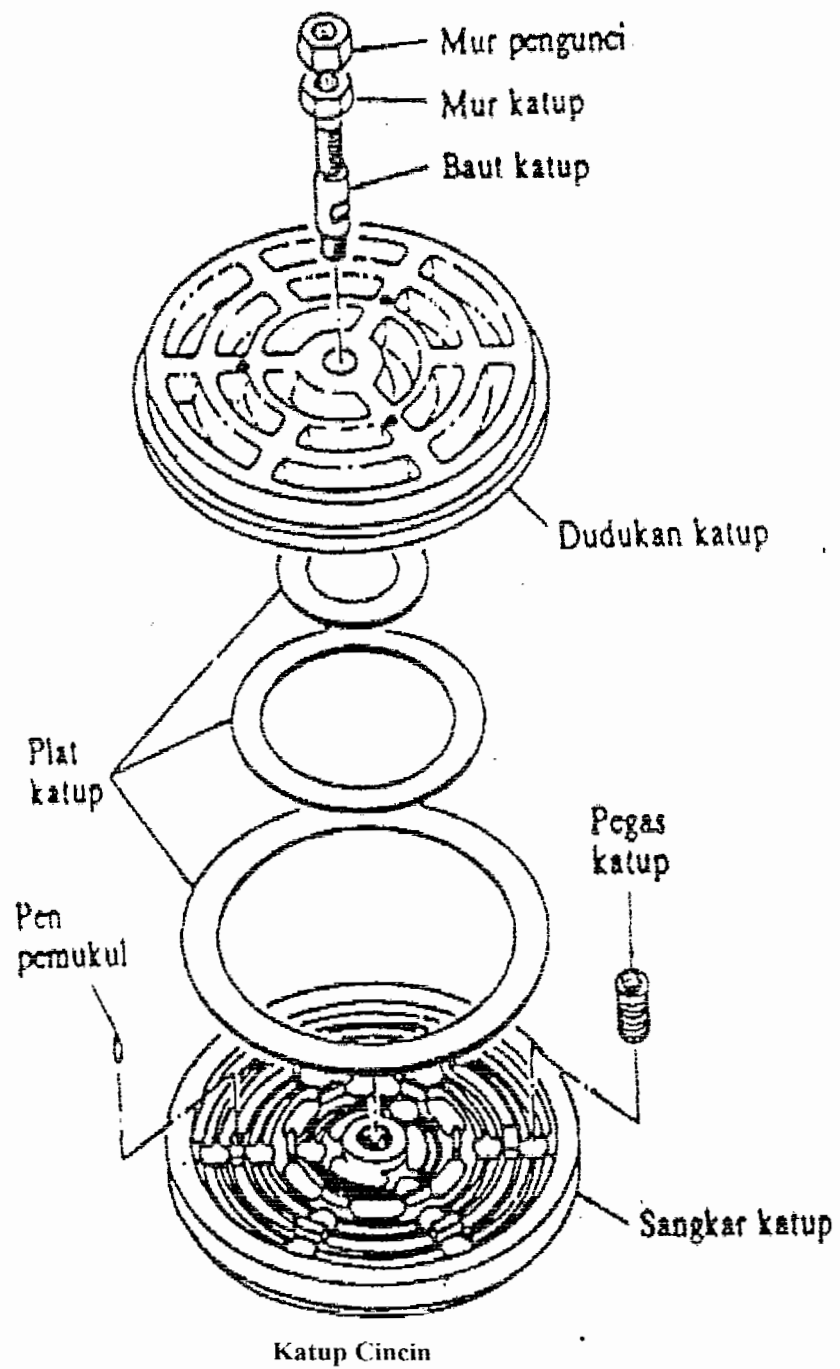
1. Lubang laluan berbentuk segi empat
2. dan 3. Plat katup yang tipis dan ringan
4. Sangkar katup

Katup pita (reed valve).



Konstruksi katup kepak.

Gambar 2.3 : Macam - macam Konstruksi Katup
Sumber :Sularso, 1985, hal 211



Gambar 2.3 : Macam - macam Konstruksi Katup
Sumber :Sularso, 1985, hal 211

2.2.2.4. Kotak Engkol

Kotak engkol merupakan rumah dari poros engkol dan batang torak yang ditopang oleh bantalan utama.

Bantalan tersebut harus dapat menahan gaya inersia yang diakibatkan massa yang bergerak bolak-balik daripada gerakan torak. Kotak engkol juga berfungsi sebagai tempat penampung minyak, dimana minyak disini disamping sebagai pelumasan juga sebagai pendingin mesin. Oleh karena itu konstruksi kotak engkol harus kokoh dan bebas dari faktor kebocoran. Bahan dari kotak engkol ini biasanya terbuat dari besi cor.

2.2.2.5. Alat Pengatur kapasitas

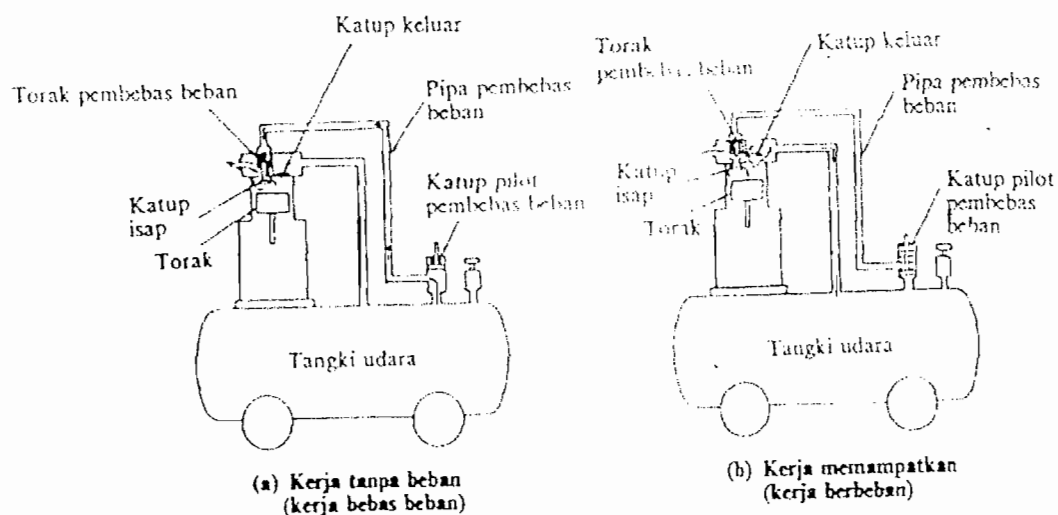
Udara yang dihasilkan oleh kompresor harus disesuaikan dengan kebutuhannya. Bila hal ini diabaikan maka akan mengakibatkan tekanan naik melebihi batas yang ditentukan serta pemborosan energi. Bila antara kebutuhan dan pemakaian tidak berimbang, disamping akan menimbulkan efek seperti di atas juga sangat berbahaya jika tekanan melebihi ambang batas.

Maka untuk menghindari hal tersebut dan mengatur kebutuhan udara yang sesuai dengan kebutuhannya perlu adanya alat pengatur atau juga yang disebut alat pembebas beban (*unloader*), alat ini dapat mengatur laju volume udara yang diisap dan laju volume udara yang dibutuhkan.

Peralatan ini atau pembebas beban jenis katup isap dimana cara kerjanya adalah sebagai berikut :

Pembebas beban ini menggunakan katup isap, dimana plat katup dapat dibuka terus, baik pada waktu langkah isap maupun langkah kompresi. Sehingga udara dapat bergerak keluar masuk silinder secara bebas tanpa terjadi kompresi.

Bila kompresor dihidupkan maka udara akan mengalir masuk ke dalam tangki udara dengan demikian berangsur-angsur tekanan akan naik. Karena di dalam tangki tersebut terdapat katup pilot pembebas beban yang dipasang berada di atasnya, maka lama kelamaan pegas dari katup pilot tersebut tertekan ke atas sehingga katup terbuka. Karena terbuka udara keluar melalui pipa pembebas beban, kemudian menekan torak pembebas ke bawah sehingga katup isap terbuka dan udara ke luar. Kemudian bila di dalam tangki udara tersebut tekanannya kembali normal, maka katup pilot akan menutup kembali berarti kompresor bekerja memampatkan udara lagi (Lihat gambar 2.4).



Gambar 2.4. Cara kerja pembebas beban

2.2.2.6. Pelumasan

Pelumasan pada mesin atau alat-alat mekanik bertujuan untuk :

1. Mengurangi gesekan yang terjadi antara bagian yang bersinggungan sehingga memperkecil keausan.
2. Mengurangi panas yang timbul akibat gesekan sekaligus sebagai pendingin.

Pelumasan untuk sebuah kompresor ini terdapat pada gesekan antara dinding silinder dengan torak, poros dengan bantalan serta pena torak dengan dudukannya, dan lain-lain.

Pada kompresor ditemui jenis pelumasan sebagai berikut :

A. *Spalsh lubrication.*

Spalsh lubrication adalah pelumasan yang bekerja dengan cara memercikan pelumas pada bagian yang dilumasi. Pemercikan tersebut dilakukan oleh gerakan poros engkol yang berputar di dalam silinder dengan cepat, dimana disitu terdapat genangan minyak pelumas. Karena pada pipi engkol dipasang sendok pemercik, maka akan memercikan minyak ke bagian yang dilumasi. Pelumasan seperti ini banyak ditemukan pada kompresor kecil.

B. *Forced lubrication.*

Forced lubrication adalah pelumasan yang dilakukan dengan cara penyemprotan karena adanya tekanan pompa yang dipasang pada kompresor tersebut. Jenis pelumasan semprot atau paksa ini lebih baik dibandingkan dengan sistem pelumasan percik, namun konstruksinya

lebih rumit karena harus ada pompa minyak dan pipa-pipanya. Pelumasan jenis ini banyak ditemukan pada kompresor yang berukuran sedang atau besar.

Menurut G. Wertwijn, jenis bahan pelumas/minyak pelumas yang umum digunakan untuk kompresor torak adalah minyak pelumas dengan viskositas 6-10 derajat engler pada temperatur 50°C dengan titik nyala 180°C .

Menurut *Maintenance & Operation Manuali Air Compressor*, Fusheng, jenis minyak pelumas yang digunakan atau dianjurkan yaitu SAE 20 atau 30.

Disamping jenis dan viskositas minyak seperti tersebut di atas, juga dianjurkan untuk memperhatikan hal-hal sebagai berikut :

- Menjaga ketinggian minyak pelumas pada level atau batas yang ditentukan.
- Tidak mengisi minyak pelumas terlalu banyak hingga menggenangi seluruh poros engkol, sebaliknya jika terlalu sedikit akan berakibat panas dan suhu akan naik.
- Menukar atau mengganti minyak pelumas pada 100 jam kerja pertama dari kompresor, selanjutnya penukaran selama 500 jam.
- Pengisian minyak pelumas dilakukan pada saat kompresor sedang berhenti beroperasi.

2.2.2.7. Peralatan Pembantu

Peralatan pembantu dari sebuah kompresor bertujuan agar mesin atau elemen-elemen yang lain bekerja secara sempurna tanpa mengalami hambatan atau menekan

kerusakan sekecil mungkin, sehingga dalam operasionalnya mesin tetap terjaga pemeliharaannya.

Peralatan pembantu yang penting dalam kompresor diantaranya yaitu :

1. Saringan Udara

Saringan udara berfungsi untuk menghisap udara kotor yang berasal dari debu-debu yang bercampur dengan udara tersebut.

Bila udara yang diisap kotor maka akan mempengaruhi kerusakan pada cincin torak akan cepat aus/terbakar. Saringan ini dipasang pada sisi isap sebelum udara masuk ke dalam kompresor. Saringan yang banyak dipakai oleh kompresor mempunyai konstruksi seperti tabung dengan diameter kira-kira 10 mm serta panjangnya 10 mm, tabung penyaring ini dipasang pada kotak berlubang-lubang atau keranjang kawat yang di dalamnya terdapat genangan minyak.

Minyak di sini berfungsi sebagai penyerap agar debu yang terbawa oleh udara dapat melekat ke dalam minyak tersebut, aliran udara yang melalui saringan arahnya turbulen sehingga udara yang masuk bersih dan bebas dari partikel-partikel debu.

2. Katup Pengaman

Katup tekan dalam peralatan kompresor berfungsi sangat vital, yaitu untuk mencegah adanya kelebihan udara yang terhisap ke dalam tangki udara bila mencapai batas 1,2 kali yang diijinkan.

Volume udara yang sangat berlebihan akan mengakibatkan timbulnya tekanan di dalam tangki udara tersebut, maka untuk menghindari hal-hal yang berbahaya dipasang katup pengaman. Katup pengaman ini bekerja mengeluarkan kelebihan udara yang melebihi batas, pengeluaran udara harus berhenti sangat tepat jika udara di dalam kompresor tersebut tekanannya kembali normal seperti sediakala.

3. Tangki Udara

Tangki udara di dalam kompresor berfungsi untuk menyimpan udara jika sewaktu-waktu digunakan, udara tekan yang dihisap melalui katup di dalam silinder tersebut dikeluarkan secara fluktuasi, udara yang berada di dalam tangki ini akan mengalami pendinginan secara bertahap sekaligus embunan air yang berasal dari udara yang lembab akan mengendap di dasar tangki dan sewaktu-waktu dapat dibuang keluar, sehingga udara yang digunakan dari tangki tersebut disamping sudah bersih karena melalui filter serta sudah dingin dan tidak lembab.

BAB III

DATA DAN PERENCANAAN DASAR

3.1. Data Perencanaan

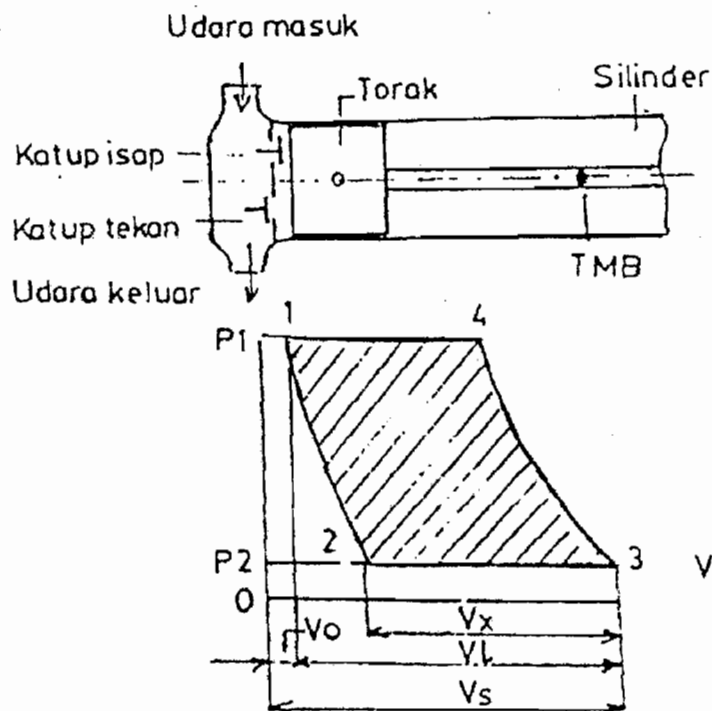
Untuk membantu didalam pelaksanaan beberapa pekerjaan yang membutuhkan udara tekan, maka akan dirancang sebuah peralatan yaitu kompresor torak. Diperkirakan kompresor tersebut membutuhkan udara sebanyak 83 liter/menit dengan kondisi udara masuk sebesar 30°C dan tekanan udara masuk sebesar 0,095Mpa serta tekanan udara akhir sebesar 0,25Mpa. Putaran dari poros kompresor diambil 550 rpm. Data perencanaan yang akan dibutuhkan akan ditentukan kemudian.

3.2. Perencanaan Dasar

3.2.1. Diagram P-V

Prinsip kerja dari kompresor torak didasarkan pada sifat-sifat udara, dimana jika volume diperkecil maka akan diperoleh tekanan yang lebih besar. Cara kerja kompresor ini tidak jauh berbeda dengan cara kerja dari motor bakar torak, perbedaannya jika motor bakar torak dilengkapi dengan alat pengapian atau penyemprotan bahan bakar, maka pada kompresor torak hal tersebut tidak ditemukan. Sebab kompresor torak bukan merupakan penggerak mula, tetapi suatu pesawat yang digerakkan oleh motor penggerak.

Untuk mendapatkan gambaran yang lebih jelas berikut ini kami sajikan diagram P - V (tekanan versus volume) udara di dalam silinder setiap proses/langkahnya.



Gambar 3.1. Diagram P - V Kompresor

Keterangan :

V_0 = volume sisa

V_x = volume pengisian

V_s = volume silinder

V_1 = volume langkah

P_1 = tekanan kerja/tekanan pengeluaran

P_2 = tekanan isap/tekanan udara masuk ke dalam silinder

Proses kerjanya

- a) Langkah torak pertama (dari TMA ke TMB), udara bertekanan p_1 yang masih tersisa dalam ruang rugi atau volume sisa (V_o) diekspansikan sampai tekanannya turun dibawah tekanan udara luar.
- b) Katup isap mulai membuka sehingga sejumlah V_x udara luar masuk ke dalam silinder dan volume udara di dalam silinder menjadi $V_3 = V_s$.
- c) Langkah torak kedua (dari TMB ke TMA), udara dengan tekanan p_3 dan volume V_3 , dikompresikan sehingga tekanannya menjadi p_4 dan volume V_4 .
- d) Pada keadaan demikian katup pengeluaran terbuka, sementara itu torak tetap bergerak sampai titik mati atas. Dengan demikian sejumlah $V_4 - V_1$ udara dengan tekanan p_4 telah dihasilkan oleh kompresor. Pada posisi titik mati atas, udara diekspansikan lagi hingga tekanannya sama dengan tekanan udara luar. Demikian proses ini terjadi secara terus menerus.

3.2.2. Efisiensi Volumetrik

Effisiensi Volumetrik adalah perbandingan volume udara yang dihisap oleh kompresor dengan volume langkah torak. Dari diagram P – V dapat dilihat bahwa Effisiensi Volumetrik tersebut adalah :

$$\eta_v = \frac{V_x}{V_l} \dots\dots\dots 3.1$$

Kemudian selain itu, dalam diagram P – V juga diperlihatkan akan terdapat ruang rugi atau volume sisa (*clearance volume*) di dalam silinder kompresor. Adanya ruang rugi tersebut dimaksudkan untuk memberi kemungkinan pemasangan katup pada tutup silinder.

Volume sisa ini diberikan sebesar V_0 dengan volume langkah V_1 yaitu sebagai berikut

:

$$\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_1} \dots\dots\dots 3.2$$

Menurut Hukum Poisson I

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \dots\dots\dots 3.3$$

dan dari diagram P - V

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{V_1} &= \frac{V + V_I + V_x}{V_0} \\ &= \frac{V_0/V_I + V_I/V_I + V_x/V_I}{V_0/V_I} \\ &= \frac{V_0/V_I + 1 + V_x/V_I}{V_0/V_I} \\ &= \frac{\varepsilon + 1 + \eta v}{\varepsilon} \end{aligned}$$

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\}$$

Menghitung Efisiensi Volumetris (η_v) (Vladimir Chlumsky, Reciprocating and Rotary Compressors, hal 58)

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} \dots\dots\dots 3.4$$

dengan :

n = koefisien ekspansi gas yang tertinggal di dalam volume sisa.

Untuk udara $n = 1,2$

ε = volume sisa relatif

perbandingan volume sisa dengan volume langkah

ε kita ambil $0,05 = 5\%$

P_2 = tekanan akhir dari kompresor

= $0,25\text{MPa}$

P_1 = tekanan isap

= $0,095\text{MPa}$

maka :

Efisiensi volumetrisnya

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\}$$

$$= 1 - 0,05 \left\{ \left(\frac{0,25}{0,095} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right\}$$

$$= 0,941$$

$$= 94,1\%$$

3.2.3. Volume Kompresor

Volume kompresor di sistem silinder adalah :

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 S \quad \dots\dots\dots 3.5$$

dengan :

V_1 = volume langkah kompresor

D = diameter silinder

S = langkah torak

Pada perencanaan ini $S = 0,8$ sampai dengan $1,2 D$

Untuk perencanaan ini kita ambil $0,8$ dengan maksud agar kompresi dari kompresor tidak terlalu tinggi.

Perbandingan Diameter piston dan langkah piston disimbolkan θ , maka :

$$V = \frac{\pi}{4} D^3 \theta$$

Untuk kapasitas kompresor aktualnya adalah sebagai berikut :

$$V = \frac{\pi}{4} D^3 \theta n \eta_v V_l \quad \dots\dots\dots 3.6$$

$$D = 3 \sqrt{\frac{4.V}{\pi.\theta.n.\eta_v}}$$

V = kapasitas kompresor aktual = 83 L/menit

η_v = efisiensi volumetris = 94,1%

n = putaran poros kompresor 550 rpm

maka diameter silinder (D)

$$D = 3 \sqrt{\frac{4.83}{\pi.0,8.550.0,94}}$$

$$= 0,63 \text{ m}$$

$$= 63 \text{ mm}$$

Untuk langkah torak (S)

$$S = 0,8D \quad \dots\dots\dots 3.7$$

$$= 0,8.63$$

$$= 50 \text{ mm}$$

Sehubungan dengan terbatasnya kecepatan rata-rata torak yang diperbolehkan untuk kompresor torak yakni maksimum 3 s/d 4 m/detik, maka dapat diketahui kecepatan rata – rata toraknya.

Kecepatan rata – rata torak adalah :

$$cm = \frac{Sn}{30} \quad \dots\dots\dots 3.8$$

dengan :

s = langkah torak (m)

n = putaran poros kompresor (rpm)

Dalam perencanaan ini telah diketahui putaran poros kompresor = 550 rpm, dan langkah torak = 50 mm. Maka kecepatan rata – rata torak adalah sebagai berikut :

$$cm = \frac{0,050 \cdot 550}{30}$$

$$= 0,91 \text{ meter/detik}$$

Ternyata kecepatan rata – rata torak masih jauh di bawah batas yang diijinkan, maka dengan demikian ukuran yang ada tersebut dapat digunakan dalam perencanaan.

3.2.4. Daya yang dibutuhkan kompresor

$$P = P_1 \cdot V \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ kW} \dots\dots\dots 3.9$$

$$P_1 = \text{tekanan isap} = 0,095 \text{ MPa} = 95 \text{ kPa}$$

$$P_2 = \text{tekanan akhir} = 0,25 \text{ MPa} = 250 \text{ kPa}$$

$$V = \text{kapasitas kompresor} = 83 \text{ L/menit} = 0,00138 \text{ m}^3/\text{detik}$$

maka :

$$P = 95 \cdot 0,00138 \cdot \frac{1,2}{1,2-1} \left[\left(\frac{250}{95} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right]$$

$$= 0,138 \text{ kW}$$

Kemudian untuk daya efektif kompresor tersebut adalah :

$$Ne = \frac{P}{\eta} \dots\dots\dots 3.10$$

dengan :

P = daya yang dibutuhkan kompresor

$$= 0,138 \text{ kW}$$

η = efisiensi kompresor

$$= \text{diambil } 85 \% = 0,85 \text{ karena untuk kompresor kecil}$$

maka daya efektifnya kita ambil :

$$Ne = \frac{0,138}{0,85}$$

$$= 0,162 \text{ kW}$$

3.3. Pemilihan Motor Penggerak

Motor penggerak yang digunakan oleh kompresor adalah :

- Motor bakar (*Internal Combustion Engine*)
- Motor listrik

Untuk motor penggerak yang digunakan oleh kompresor torak adalah motor listrik, dimana kondisi dan letaknya tetap atau permanen. Namun jika keadaan peralatan

kompresor harus menyesuaikan dengan kondisi dan lokasi pekerjaan yang sifatnya berpindah-pindah, maka digunakan mesin penggerak dengan motor bakar.

Besar daya dan putaran penggerak dari motor tersebut adalah disesuaikan dengan daya yang dibutuhkan oleh kompresor serta spare part tersebut banyak tersedia di pasaran, sehingga jika ada penggantian suku cadang tidak terlalu sulit mencarinya. Untuk kompresor ini penggunaan kompresor dapat digolongkan stationer dimana kondisi dan letaknya tetap, maka motor yang dipilih adalah motor listrik.

Besar daya motor penggeraknya adalah sebagai berikut :

$$P_{\text{penggerak}} = \frac{N_e \cdot \text{kompresor} \cdot 2}{\eta_{\text{motor}}} \dots\dots\dots 3.11$$

dengan :

$$\eta_{\text{motor}} \text{ diambil } 85\% = 0,85$$

$$2 = \text{jumlah silinder}$$

maka :

$$\begin{aligned} P_{\text{penggerak}} &= \frac{0,162 \cdot 2}{0,85} \\ &= 0,382 \text{ kW} \approx 0,39 \text{ kW} \end{aligned}$$

Motor listrik juga mempunyai beberapa kelebihan antara lain pengoperasian dan pemeliharaan mudah, ringan dan hampir tidak menimbulkan getaran serta konstruksinya yang sederhana sehingga lebih hemat tempat.

Spesifikasi dari motor listrik yang akan digunakan dalam perencanaan ini diambil sesuai dengan tabel motor listrik yaitu sebagai berikut :

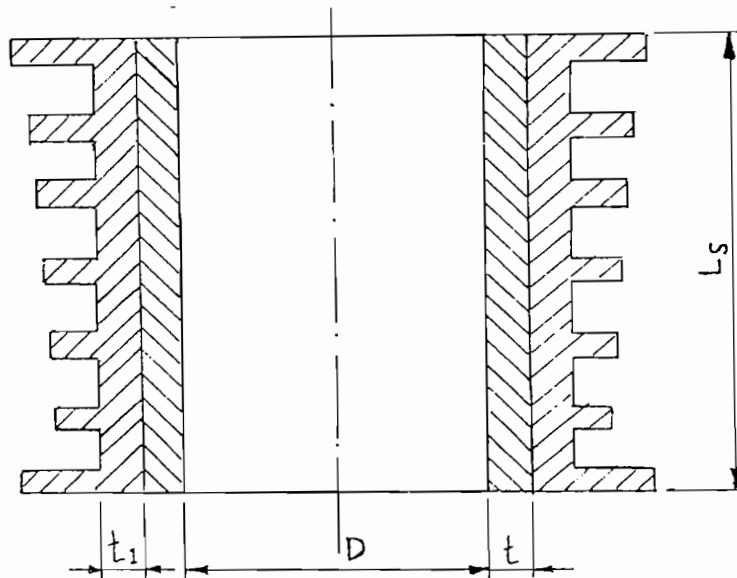
- Sumber daya : AC
- Tegangan : 220 V
- Frekuensi : 50 Hz
- Putaran : 910 rpm
- Daya : 0,75 kW

BAB IV

PERENCANAAN BAGIAN – BAGIAN UTAMA KOMPRESOR

4.1 Silinder

Silinder merupakan salah satu bagian dari kompresor yang memiliki bentuk silindris. Selain itu, juga merupakan bejana kedap udara dimana torak bergerak bolak – balik untuk mengisap dan memampatkan udara dengan bantuan katup – katup yang dipasang pada kepala silinder. Untuk memancarkan panas yang timbul dari proses kompresi, maka dinding luar dari silinder dipasang sirip – sirip. Sirip – sirip tersebut untuk memperluas permukaan yang memancarkan panas pada kompresor akibat dari gesekan torak dan dinding silinder dengan pendinginan udara.



Gambar 4.1 : Dimensi Silinder

4.1.1 Dinding Silinder

Tebal dinding silinder dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 85)

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma} + a \quad \dots\dots\dots 4.1$$

dengan :

P = tekanan gas dalam silinder

t = tebal dinding silinder

A = penambahan tebal untuk ketidaktekelitian akibat pengecoran, pengerjaan lanjut 5-12mm (diambil 5mm)

D = diameter silinder

σ = tegangan tarik yang diijinkan

$$= 150-250 \text{ kg/cm}^2 \text{ (diambil } 200 \text{ kg/cm}^2\text{)}$$

Dalam pemilihan bahan silinder haruslah diperhatikan antara lain : kekuatan, ketahanan terhadap keausan, tahan suhu tinggi tahan terhadap kejutan mekanis dan tidak korosi. Untuk perencanaan kompresor dengan tekanan kurang dari 4,5 Mpa, bahan silinder dipilih besi cor kelabu dengan standar JIS G5501, lambang FC 20 dan dengan kekuatan tarik 24 kg/mm^2 pada ketebalan 4-8 mm.

Maka untuk tebal dinding silindernya adalah :

$$t = \frac{2,5 \cdot 6,3}{2 \cdot 200} + 0,5$$

$$= 0,5393 \approx 0,54 \text{ cm}$$

$$= 5,4 \text{ mm}$$

4.1.2 Panjang Silinder

Panjang silinder dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$\text{Panjang silinder} = \text{Langkah torak} + \text{Panjang torak} + \text{Clearance}$$

Dalam perhitungan sebelumnya telah diperoleh panjang langkah torak adalah 50 mm dan diameter silinder adalah 63 mm. Maka panjang silinder dapat dihitung dengan :

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 181)

$$\begin{aligned} \text{➤ Diameter torak} &= (\text{Diameter silinder} - 0,5) / 1,0035 \dots\dots\dots 4.2 \\ &= (63 - 0,5) / 1,0035 \\ &= 62,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 167)

$$\begin{aligned} \text{➤ Panjang torak} &= (0,8 - 1,5) \times \text{Diameter torak} \dots\dots\dots 4.3 \\ &= 1,5 \cdot 62,3 \\ &= 93,45 \text{ mm} \end{aligned}$$

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 57)

$$\begin{aligned} \text{➤ Clearance} &= 0,0035 \times \text{diameter torak} + 0,5 \text{ mm} \dots\dots\dots 4.4 \\ &= 0,0035 \cdot 62,3 + 0,5 \\ &= 0,718 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} \text{Panjang silinder} &= 50 + 93,45 + 0,718 \\ &= 144,168 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.1.3 Tebal Kepala Silinder

Pada kepala silinder terdapat dua saluran, satu sebagai saluran isap dan yang lainnya sebagai saluran keluar. Pada kepala silinder dilengkapi dengan katub isap pada sisi isap dan katub buang atau keluar pada sisi keluar. Agar dalam memperoleh bahan lebih mudah untuk pembuatannya, maka bahan kepala silinder yang dipilih yakni besi cor kelabu. Besi cor kelabu dengan standar JIS G5501, lambang FC 20 serta mempunyai kekuatan tarik 24 kg/mm^2 pada ketebalan 4-8 mm.

Tebal kepala silinder dihitung dengan menganggap bahwa bentuk kepala silinder adalah plat rata, sehingga dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

(V.L.Maleev,tahun 1945,hal 415)

$$t = C.D. \sqrt{\frac{P}{\sigma}} \dots\dots\dots 4.5$$

dengan :

t = tebal kepala silinder

C = konstanta untuk plat rata

= 0,31

D = diameter silinder

= 63 mm

P = tekanan maksimum

= 0,25 Mpa = $0,025 \text{ kg/mm}^2$

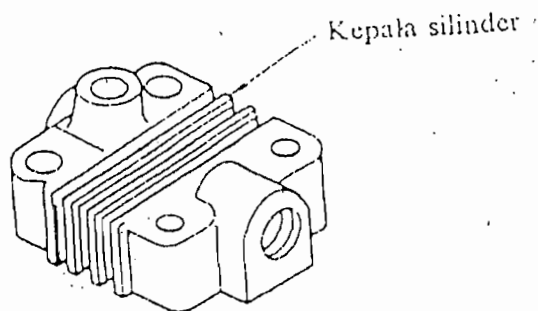
σ = tegangan tarik yang diijinkan

= 24 kg/mm^2

maka :

$$t = 0,31.63. \sqrt{\frac{0,025}{24}}$$

$$= 0,63 \text{ mm}$$



Gambar 4.2 : Kepala Silinder
Sumber : Sularso, 1985, hal 272

4.1.4 Tegangan pada Kepala Silinder

Tegangan yang terjadi pada kepala silinder dapat ditentukan dengan:

(V.L.Maleev,tahun 1945,hal 415)

$$S_d = \left(C.D.\sqrt{\frac{P_2}{t}} \right)^2 \dots\dots\dots 4.6$$

dengan :

S_d = tegangan yang terjadi pada kepala silinder

D = diameter silinder

$$= 63 \text{ mm}$$

$$= 6,3 \text{ cm}$$

P_2 = tekanan akhir

$$= 0,25 \text{ MPa}$$

$$= 2,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$C = \text{diambil } 0,31$$

maka :

$$Sd = \left(0,31 \cdot 6,3 \sqrt{\frac{2,5}{0,063}} \right)^2$$

$$= 77,5 \text{ kg/cm}^2$$

Dari hasil perhitungan tegangan yang terjadi pada kepala silinder, ternyata besarnya lebih kecil atau masih dibawah batas yang diijinkan. Untuk bahan besi tuang kelabu batas besarnya tegangan ijin 200 kg/cm^2 , sehingga perencanaan ini masih aman.

4.1.5 Baut Pengikat Silinder

Fungsi dari baut ini adalah digunakan untuk mengikat kepala silinder dengan badan silinder. Untuk perencanaan ini baut pengikat silinder ditentukan sebagai berikut :

$$\text{Jumlah baut : } i = 0,25D + 4 \text{ sampai } 0,5D + 4$$

$$i = \text{diambil } 0,25D + 4$$

maka :

$$i = 0,25D + 4$$

$$= 0,25 \times 2,5 + 4$$

$$= 4,625 \text{ buah}$$

= diambil 6 buah

Untuk diameter baut dapat dihitung sebagai berikut :

$$db = D \sqrt{\frac{P}{i \cdot Sd}} \dots\dots\dots 4.7$$

dengan :

db = diameter baut (inci)

D = diameter silinder (inci) = 63 mm

= 2,48 ≈ 2,5 inci

P = tekanan dalam silinder (psi)

Sd = tegangan bahan ijin

= 5000-10000 psi

= diambil 5000 psi

i = jumlah baut

diperoleh :

$$db = 2,5 \sqrt{\frac{36,26}{5 \cdot 5000}}$$

= 0,095 inci

= 2,41 mm

Baut dalam perencanaan ini terbuat dari bahan Baja S30C dengan standar JIS G 4051 dengan kekuatan tarik 48 kg/mm².

4.2 Torak dan Kelengkapannya

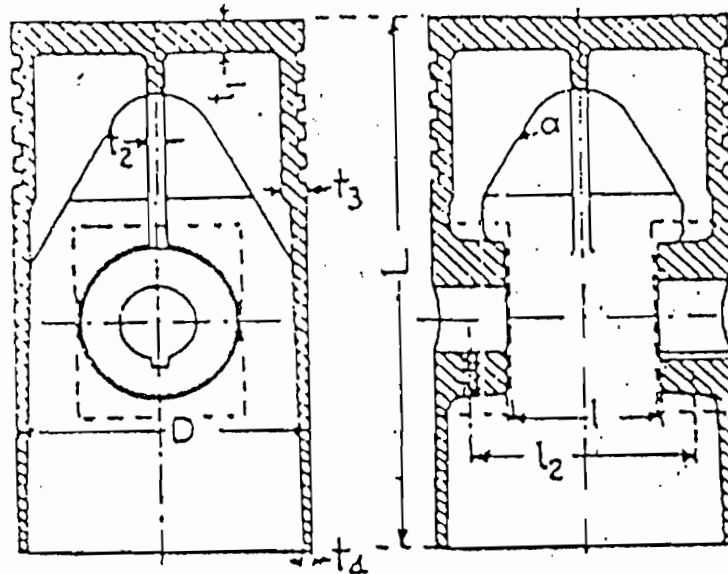
4.2.1 Torak

Torak yang terdapat dalam kompresor mempunyai fungsi utama yaitu untuk menekan atau mengkompresikan udara yang ada didalam silinder. Bahan untuk torak, diharapkan memenuhi persyaratan sebagai berikut :

- Dapat mengatasi pengaruh dari pemuaian karena kenaikan suhu pada langkah kompresi.
- Massanya harus ringan, agar gaya inersia dari batang yang bergerak dapat dikurangi serta dapat meningkatkan efisiensi mekanis.
- Faktor gesekan terhadap silinder diusahakan sekecil mungkin.
- Mudah memindahkan panas.

Bahan yang biasanya digunakan untuk pembuatan torak antara lain:

- Baja tuang, memerlukan kekerasan permukaan dinding yang besar.
- Besi tuang, bahan ini menghasilkan keausan yang lebih kecil dari alumunium dan harganya lebih murah.
- Alumunium tuang, bahan ini lebih ringan jika dibandingkan dengan besi tuang dan menghasilkan perpindahan panas yang baik.
- Alumunium tempa, bahan ini mempunyai sifat yang lebih kuat dan lebih ringan dari alumunium tuang.



Gambar 4.3 : Torak dan dimensi torak
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 499

Dalam perencanaan torak ini dipergunakan atau dipilih bahan dari alumunium paduan dengan standar DIN 1725 yaitu G.Si.AL 12 dengan kekuatan tarik 20 kg/mm^2 dan modulus elastis $7650\text{-}8500 \text{ kgf/mm}^2$.

4.2.1.1 Diameter Torak dan Panjang Torak

Dalam perencanaan ini agar tidak terjadi gesekan antara torak dan dinding silinder yang dikarenakan pemuaian akibat panas kompresi, maka diameter torak dibuat sedikit lebih kecil dari diameter silinder. Pada perhitungan sebelumnya telah diperoleh :

$$\text{diameter torak} = 62,3 \text{ mm}$$

$$\text{panjang torak} = 93,45 \text{ mm}$$

4.2.1.2 Tebal Kepala Torak

Untuk tebal kepala torak dihitung dengan asumsi bahwa kepala torak berbentuk permukaan datar yang ketebalannya seragam pada ujung – ujungnya,

sehingga dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut : (V.L.Maleev,tahun 1945,hal 499)

$$t_1 = 0,43.D \sqrt{\frac{P}{S_i}} \dots\dots\dots 4.8$$

dengan :

D = diameter silinder

P = tekanan udara masuk

S_i = tegangan lengkung ijin

$$= 5500 \text{ psi}$$

maka :

$$t_1 = 0,43.2,5 \sqrt{\frac{36,26}{5500}}$$

$$= 0,0871 \text{ inci}$$

$$= 2,21 \text{ mm}$$

Untuk kedalaman alur ringnya (b) : (V.L.Maleev,tahun1945,hal 499)

$$b = 0,04.D \dots\dots\dots 4.9$$

$$= 0,04 \times 2,5$$

$$= 0,1 \text{ inci}$$

$$= 2,54 \text{ mm}$$

4.2.1.3 Tebal Dinding Torak

Untuk tebal dinding torak dapat diketahui dengan menghitung tebal maksimum dinding beralur terlebih dahulu, yakni :

(V.L.Maleev,tahun 1945,hal 501)

$$\begin{aligned}
 t_2 &= 0,18 + 0,003D + b \dots\dots\dots 4.10 \\
 &= 0,18 + 0,003 \times 2,5 + 0,1 \\
 &= 0,2875 \text{ inci} \\
 &= 7,3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

maka tebal dinding torak :

$$\begin{aligned}
 t_3 &= 0,25t_2 \text{ sampai } 0,35t_2 \dots\dots\dots 4.11 \\
 &= \text{diambil } 0,35t_2 \\
 &= 0,3 \times 0,2875 \\
 &= 0,08625 \text{ inci} \\
 &= 2,19 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.1.4 Tebal sirip penguat (V.L. Maleev,tahun 1945,hal 499)

$$\begin{aligned}
 t_4 &= \frac{t_1}{3} \text{ sampai } \frac{t_1}{2} \dots\dots\dots 4.12 \\
 &= \text{diambil } \frac{t_1}{2} \\
 &= \frac{0,0871}{2} \\
 &= 0,043 \text{ inci} \\
 &= 1,1 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.1.5 Diameter luar pena torak

Dapat dihitung dengan :

$$d_o = D \sqrt{\frac{0,7854 \cdot P_{\max}}{P_i}} \dots\dots\dots 4.13$$

dengan :

P_{\max} = tekanan keluar

P_i = tegangan lengkung ijin

$$= 100 \text{ kg/cm}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} d_o &= 2,5 \sqrt{\frac{0,7854 \cdot 2,5}{100}} \\ &= 8,89 \text{ mm} \approx 9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk panjang pena torak yaitu : (Khovakh,tahun 1951,hal 439)

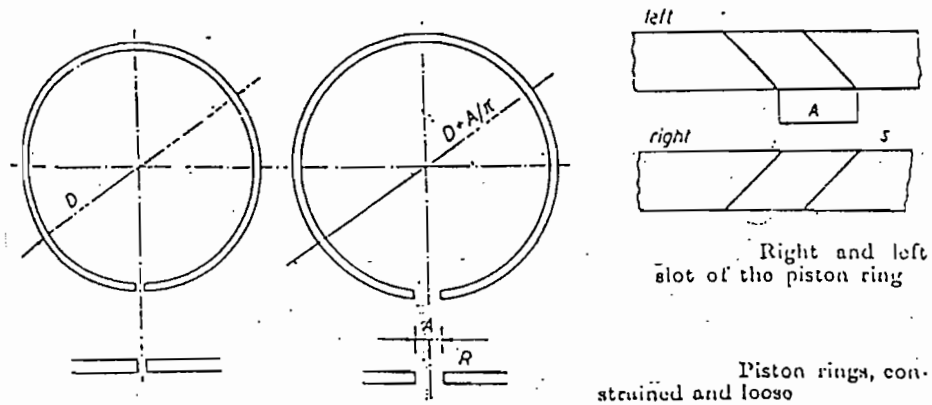
$$L = 0,85 \cdot D \dots\dots\dots 4.14$$

maka : $L = 0,85 \cdot 63$

$$= 53,55 \text{ mm}$$

4.2.2 Cincin Torak

Dalam kompresor torak terdapat dua macam cincin torak. Fungsi dari cincin torak tersebut adalah sebagai perapat antara torak dengan silinder, agar udara yang dikompresikan tidak bocor ke dalam ruang engkol. Cincin torak yang terpasang ada dua macam.



Gambar 4.4 : Cincin kompresi dan cincin pelumasan
 Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 171

4.2.2.1 Cincin Kompresi

Cincin kompresi ini digunakan untuk mencegah udara agar tidak melewati celah antara torak dengan dinding silinder. Ada beberapa macam bentuk cincin kompresi yang fungsinya sebagai perapat dan bertujuan untuk memenuhi kebutuhan, antara lain:

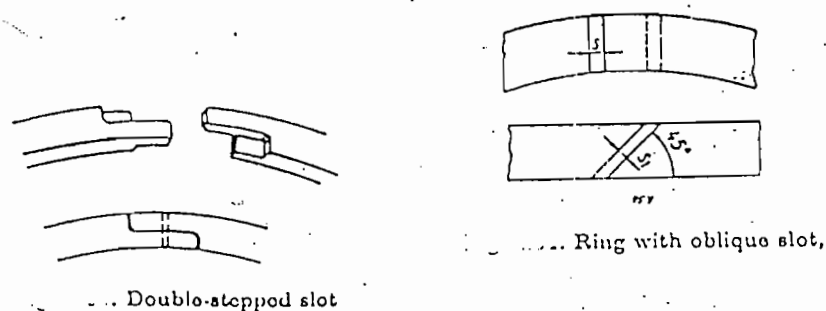
- *Wiper Compression Ring*
- *Torsional Compression Ring*
- *Key Stone Compression Ring*
- *Dykes Tipe Compression Ring*
- *Taper Faced Compression Ring*
- *Barrel-Faced Compression Ring*
- *Plain Rectangular Compression Ring*
- *Refeise Torsional Taper-Faced Compression Ring*

4.2.2.2 Cincin Pelumasan

Cincin pelumasan ini berfungsi sebagai perata pelumas dinding silinder bagian dalam, sehingga mengurangi gesekan dan membersihkan kotoran yang mungkin terhisap masuk ke dalam kompresor.

Untuk kompresor torak ini jumlah cincin yang diperlukan tergantung oleh tekanan kompresor, yaitu :

- Untuk tekanan sampai 5 atg ; 2 – 4 cincin
- Untuk tekanan 5 sampai 30 atg ; 3 – 6 cincin
- Untuk tekanan 30 sampai 100 atg ; 5 – 8 cincin



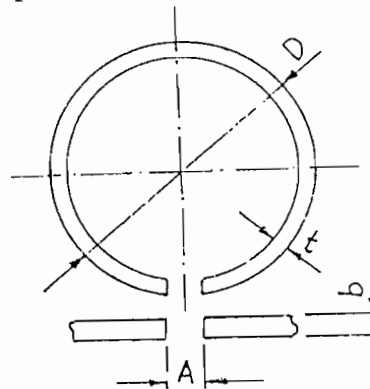
Gambar 4.5 : Bentuk potongan cincin torak
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 171

Dalam perencanaan ini jumlah cincin torak yang diperlukan sebanyak 3 buah yaitu satu buah cincin pelumasan dan dua buah cincin kompresi. Selain itu cincin torak

- juga mempunyai beberapa macam bentuk potongan cincin yaitu diantaranya :

- Potongan lurus ; merupakan suatu bentuk potongan yang paling sederhana.
- Potongan miring ; merupakan suatu bentuk potongan yang dalam pemasangannya dari beberapa cincin kemiringannya dibuat berselang – selang ke kanan dan kiri.
- Potongan bertingkat ; merupakan suatu bentuk potongan yang dipakai untuk diameter yang besar dan cincinnya lebar.

Bahan yang digunakan untuk cincin torak ini pada umumnya adalah bahan dari besi tuang. Pada perencanaan ini bahan yang dipilih adalah besi tuang FCD 40 JIS G 5502 yang mempunyai kekuatan tarik 40 kg/mm^2 dengan tegangan ijin 1000 kg/cm^2 . Bagian cincin torak yang bersinggungan dengan silinder , dilapisi oleh logam yang lebih keras seperti chromium, molybdenium atau alumunium oxida yang bertujuan agar lebih tahan terhadap keausan.



Gambar 4.6 : Dimensi Cincin Torak

4.2.2.3 Lebar Cincin

Lebar radial untuk cincin torak dapat dihitung dengan persamaan :

(Vladimir Chlumsky,tahun 1965,hal 179)

$$t = \frac{D}{25} \dots\dots\dots 4.15$$

$$= \frac{63}{25}$$

$$= 2,52 \text{ mm}$$

Untuk tinggi cincin yaitu :

(V.L.Maleev,tahun 1945,hal 506)

$$b = 0,7t \text{ s/d } t \dots\dots\dots 4.16$$

diambil :

$$b = 0,7.t$$

$$= 0,7 \times 2,52$$

$$= 1,76 \text{ mm}$$

4.2.2.4 Diameter cincin

Untuk diameter cincin torak dalam keadaan bebas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Vladimir,tahun 1965,hal 170)

$$D = D + \frac{A}{\pi} \dots\dots\dots 4.17$$

dengan ;

A = kelonggaran cincin pada saat bebas : (Vladimir,tahun 1965,hal 178)

$$= \frac{2,4. \sigma .D}{E.t} \dots\dots\dots 4.18$$

D = diameter silinder

E = modulus elastis bahan

$$= 850000 \text{ kg/cm}^2$$

t = tebal cincin

σ_d = tegangan yang diijinkan

$$= 1000 \text{ kg/cm}^2$$

maka ;

$$A = \frac{2,4 \cdot 1000 \cdot 6,3}{850000 \cdot 0,252}$$

$$= 0,44 \text{ cm}$$

sehingga ;

$$D = 6,3 + \frac{0,44}{3,14}$$

$$= 6,4 \text{ cm}$$

Untuk ukuran cincin pelumasan sama dengan ukuran cincin kompresi, karena ada ventilasi maka tinggi dari cincin pelumasan sedikit lebih tinggi $b = 2 \text{ mm}$

4.2.2.5 Alur cincin

Cincin torak dipasang dalam alur yang mempunyai ukuran sedikit lebih besar, dengan maksud untuk memberi kesempatan cincin bergerak serta agar cincin tidak terjepit pada saat terjadi pemuaiian torak akibat panas.

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 181)

$$A = 0,0015 \cdot D_i \dots\dots\dots 4.19$$

dengan ;

D_i = diameter dalam cincin torak

$$= D - (2.t)$$

$$= 63 - (2 \cdot 2,52)$$

$$= 57,96 \text{ mm}$$

maka :

$$a_1 = 0,0015 \times 57,96 \text{ mm}$$

$$= 0,087 \text{ mm}$$

sehingga ;

$$\text{alur cincin kompresi : } b + a_1 = 1,76 + 0,087 = 1,847 \text{ mm}$$

$$\text{alur cincin dalam pelumasan : } b + a_1 = 2 + 0,087 = 2,087 \text{ mm}$$

4.2.2.6 Tegangan akibat slinding

Untuk tegangan slinding dapat dihitung dengan menggunakan :

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 178)

$$S_p = 1,6 \cdot E \cdot \left(\frac{t}{D} \right)^2 \dots\dots\dots 4.20$$

dengan ;

S_p = tegangan akibat slinding

E = modulus elastis bahan

D = diameter silinder

t = tebal radial cincin

maka :

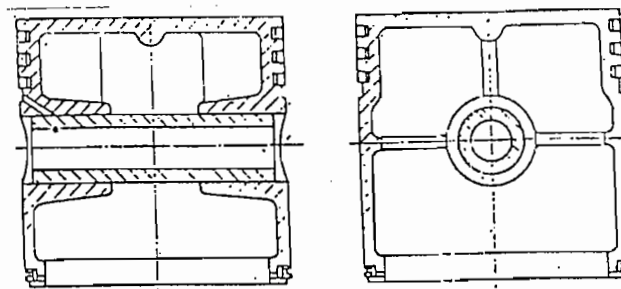
$$Sp = 1,6.8500.\left(\frac{2,52}{63}\right)^2$$

$$= 21,76 \text{ kg/mm}^2$$

4.2.3. Pena Torak

Piston atau torak ini dilengkapi dengan pena torak dan cincin torak, dimana pena torak ini berfungsi untuk menghubungkan antara piston dengan batang torak. Pena torak ini berbentuk seperti pipa, karena pada bagian dalamnya berlubang dan untuk bagian luar pena torak dikeraskan agar tahan terhadap gesekan tetapi bagian dalamnya tidak ikut dikeraskan. Hal ini bertujuan untuk menjaga pena torak agar tidak menjadi getas dan mudah patah.

Kemudian untuk bahan pena torak dipilih baja chrom molibden SCM 2 standar JIS G 4105 dengan $\sigma_b = 85 \text{ kg/mm}^2$, batas mulur 70 kg/mm^2 dan tegangan lengkung ijin 1500 kg/cm^2 .



Gambar 4.7 : Kedudukan pena torak
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 166

4.2.3.1 Diameter dalam pena torak

Dari bab sebelumnya telah diperoleh bahwa diameter luar pena torak (d_o) adalah : 9 mm dan panjang pena torak = 53,55 mm sehingga dapat dihitung ;

$$d_i = (0,64 - 0,72) \cdot d_o \dots\dots\dots 4.21$$

$$d_i = \text{diambil } 0,68 \cdot d_o$$

$$d_i = 0,68 \times 9$$

$$= 6,12 \text{ mm}$$

Untuk lebar antara tumpuan pin terhadap batang penggerak :

$$B_p = 0,40 \cdot D \dots\dots\dots 4.22$$

$$= 0,40 \times 63$$

$$= 25,2 \text{ mm}$$

4.2.3.2 Gaya tekan yang dialami pena torak

Dengan adanya tekanan udara dalam silinder, maka pena torak mengalami pembebanan dan besar beban atau gaya tekan yang dialami pena torak adalah :

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 P \dots\dots\dots 4.23$$

dengan ;

F = gaya yang dialami oleh pena torak (kg)

D = diameter dalam silinder (cm)

P = tekanan udara dalam silinder (kg/cm^2)

sehingga ;

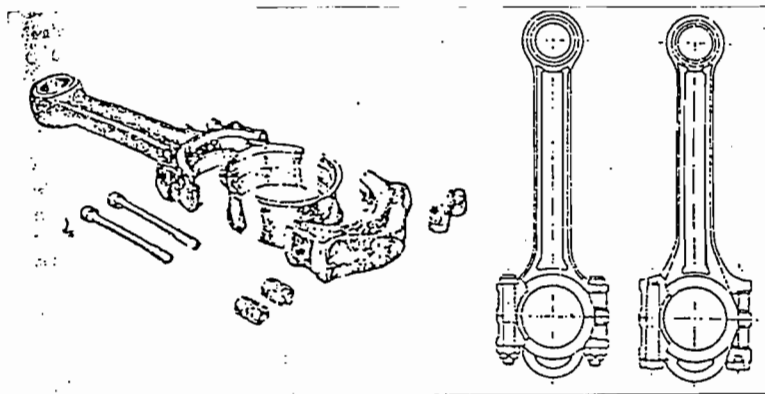
$$F = 0,785 \times (6,3)^2 \times 2,5$$

$$= 77,89 \approx 77,9 \text{ kg}$$

4.2.4. Batang Torak

Batang torak atau batang penggerak adalah bagian yang digunakan untuk menghubungkan antara torak atau piston dengan poros engkol. Batang torak ini berfungsi untuk memindahkan tenaga dari poros engkol ke torak dengan cara mengubah gerak rotasi menjadi gerak translasi bolak – balik. Adapun bagian – bagian utama dari batang torak adalah :

- a. Tangkai batang penghubung (*connecting rod shank*)
- b. Ujung batang penghubung (*connecting rod small end*)
- c. Pangkal batang penghubung (*connecting rod big end*)



Gambar 4.8 : Batang penggerak
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 198

Bahan yang digunakan untuk batang penggerak dipilih dari baja karbon tempa SF 50 standar JIS G 3210 dengan kekuatan tarik $50 - 60 \text{ kg/mm}^2$.

Kemudian untuk tangkai batang penggerak yang sering dipergunakan untuk kompresor torak ada beberapa macam yaitu :

- Bentuk bulat (a) ; biasanya dibuat untuk produksi kecil.

- Bentuk flat (b) dan bentuk persegi panjang (e) ; biasanya untuk mesin kecepatan tinggi dan ringan.
- Bentuk I (c) dan bentuk H (f) ; untuk produksi massal, (pengerjaannya dengan cara tempa).
- Bentuk silinder berlubang (d) ; untuk mesin kecepatan sangat tinggi.

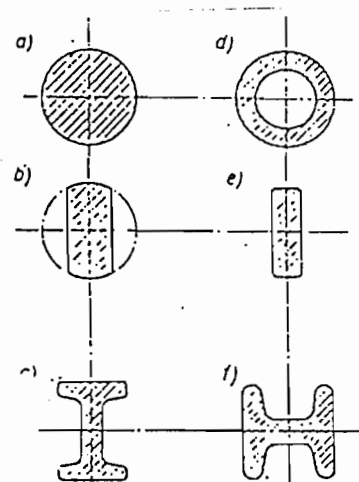


Fig. 6.9. Cross-sections of connecting rod shanks: a) circular; b) sides machined from circular shape; c) I-shaped; d) circular, hollow; e) rectangular; f) H-shaped

Gambar 4.9 : Tangkai batang penggerak
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 193

4.2.4.1. Tangkai batang penghubung (*connecting rod shank*)

Dalam perencanaan kompresor torak ini dipilih bentuk tangkai batang penggerak profil I, karena untuk bentuk tersebut merupakan bentuk yang umum dipakai dan diproduksi secara massal. Selain itu juga dapat dipergunakan semaksimal mungkin untuk meneruskan tenaga penggerak ke piston.

Gaya tekan yang terjadi pada batang penggerak

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{\pi}{4} D^2 P \\
 &= 0,785 \times 6,3^2 \times 2,5 \\
 &= 77,9 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

F = gaya tekan akibat tekanan gas

Pada perhitungan sebelumnya telah diperoleh panjang langkah torak adalah S
= 50 mm, dengan demikian jari – jari engkol yaitu :

$$r = \frac{1}{2} \cdot S \dots\dots\dots 4.24$$

$$r = \frac{1}{2} \cdot 50$$

$$= 25 \text{ mm}$$

jari – jari engkol yang digunakan 30 mm

$$\text{Panjang batang torak diambil } L = 4 \cdot r \dots\dots\dots 4.25$$

$$\text{sehingga :} \quad = 4 \times 30$$

$$= 120 \text{ mm}$$

Untuk menjaga keamanan, maka besarnya gaya tekan yang diderita oleh batang penggerak diperhitungkan 5 % lebih besar dari gaya tekan yang ada di dalam silinder yaitu :

$$F_a = 77,9 + 5\% \times 77,9$$

$$= 81,795 \text{ kg}$$

4.2.4.2. Ujung batang penghubung (*connecting rod small end*)

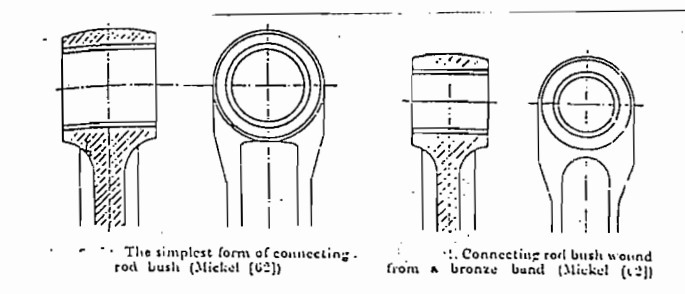
Untuk bagian ujung batang penghubung atau bagian ujung kecil ini ada dua macam penyambungan terhadap pena torak, yaitu :

- Kontak sliding

Kontak sliding ini menggunakan bushing bantalan, sehingga mempunyai beberapa keuntungan yaitu konstruksinya sederhana, harganya murah ringan dan ketahanan terhadap kejutan cukup tinggi.

- Kontak rolling

Kontak rolling ini menggunakan bantalan jarum yang mempunyai keuntungan yaitu bahwa rugi gesekan kecil, ukurannya relatif pendek, kebutuhan akan pelumasan sedikit, dan tidak sensitif terhadap defleksi pena torak.



Gambar 4.10 : Bagian ujung kecil
Sumber : Vladimir Chlumsky, hal 204

Pada perencanaan ini untuk penyambung pena torak dipilih menggunakan kontak sliding dengan bushing dari bahan perunggu, sebab untuk kompresor yang kecil sampai dengan kompresor yang medium serta yang paling penting adalah konstruksinya sederhana dan memiliki kemampuan yang cukup. Maka untuk

perencanaan ukuran bagian ujung batang penghubung atau bagian ujung kecil sebagai berikut :

Kelonggaran diameter bantalan dengan pena torak

$$\begin{aligned} d_s &= (0,0004 - 0,0015) \cdot d_o \dots\dots\dots 4.26 \\ &= 0,0015 \cdot 9 \\ &= 0,0135 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter dalam bantalan

$$\begin{aligned} d_{is} &= d_o + 2 \cdot d_s \dots\dots\dots 4.27 \\ &= 9 + 2 \cdot 0,0135 \\ &= 9,027 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal bantalan

$$\begin{aligned} t_s &= (0,08 - 0,085) \cdot d_o \dots\dots\dots 4.28 \\ &= 0,085 \cdot 9 \\ &= 0,765 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter luar bantalan

$$\begin{aligned} d_{os} &= d_{is} + 2 \cdot t_s \dots\dots\dots 4.29 \\ &= 9,027 + (2 \cdot 0,765) \\ &= 10,557 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter luar ujung batang penghubung

$$\begin{aligned} d_{es} &= (1,2 - 1,3) \cdot d_{os} \dots\dots\dots 4.30 \\ &= 1,3 \cdot 10,557 \\ &= 13,724 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2.4.3. Pangkal batang penghubung (*connecting rod big end*)

Pangkal batang penghubung atau bagian ujung besar ini merupakan kesatuan dari pada batang penggerak yang berhubungan dengan poros engkol.

Perencanaan ukuran bagian pangkal batang penghubung atau bagian ujung besar sebagai berikut :

Diameter pena engkol (Khovakh,tahun 1951,hal 469)

$$\begin{aligned}
 d_p &= (0,55-0,68).D \dots\dots\dots 4.31 \\
 &= 0,55 . 6,3 \\
 &= 3,46 \text{ cm} \approx 3,5 \\
 &= 35 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tebal bantalan

$$\begin{aligned}
 t_b &= (0,03-0,05).d_p \dots\dots\dots 4.32 \\
 &= 0,03 . 35 \\
 &= 1,05 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Kelonggaran antara bantalan dengan pena engkol

$$\begin{aligned}
 C_p &= (0,0005-0,001).d_p \dots\dots\dots 4.33 \\
 &= 0,0005 . 35 \\
 &= 0,0175 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter dalam bantalan

$$\begin{aligned}
 d_{ib} &= d_p + 2.C_p \dots\dots\dots 4.34 \\
 &= 35 + (2 . 0,0175)
 \end{aligned}$$

$$= 35,035 \text{ mm}$$

Diameter luar bantalan

$$\begin{aligned} d_{ob} &= d_{ib} + 2.tb \dots\dots\dots 4.35 \\ &= 35,035 + 2 \times 1,05 \\ &= 37,135 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter luar pangkal batang penghubung

$$\begin{aligned} d_{eb} &= (1,2-1,3).d_{ob} \dots\dots\dots 4.36 \\ &= 1,2 \times 37,135 \\ &= 44,562 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.3. Poros Engkol

Poros engkol digunakan untuk mengubah gerak putar menjadi gerak bolak – balik. Poros engkol terdiri dari beberapa bagian yaitu :

- Penyangga utama (*main journal*)

Penyangga utama ini berfungsi sebagai penyangga poros engkol, dimana penyangga utama ini didukung oleh blok silinder dan tutup bantalan utama.

- *Crankpin*

Bagian dari poros engkol yang dimana pada batang torak dipasangkan secara *balancer* dan *vibration damper*.

Balancer atau bandul penyeimbang tersebut berfungsi untuk membuat poros menjadi lebih seimbang, baik statis maupun dinamis.

Kemudian untuk bahan pembuatan poros engkol mesin stasioner biasanya dibuat dari bahan baja paduan kekuatan tinggi. Pengecoran memungkinkan penggunaan yang lebih mudah dari bentuk yang diperbaiki dan menghasilkan paduan besi cor kekuatan tinggi. Bahan untuk poros engkol lebih sering dibuat dengan cara ditempa atau dituang dan akhirnya dikerjakan lebih lanjut untuk mendapatkan hasil yang berupa poros engkol sesuai dengan yang diinginkan.

Pada perencanaan ini bahan yang digunakan untuk poros engkol dipilih dari bahan SF 50 standar JIS 3210, dengan kekuatan tarik 50 – 60 kg/mm² dan batas mulurnya 25 kg/mm². Poros engkol dalam perencanaan ini digunakan untuk menggerakkan satu batang penghubung sebagai penggerak torak didalam silinder.

Ukuran utama poros engkol :

Besarnya diameter poros engkol dapat dihitung, yaitu dengan :

(Khovakh,tahun 1951,hal 469)

$$dp = 0,13.D. \sqrt{P_2} \dots\dots\dots 4.37$$

dengan ;

D = diameter silinder

P₂ = tekanan dalam silinder

maka ;

$$\begin{aligned} dp &= 0,13.D. \sqrt{P_2} \\ &= 0,13 \times 6,3 \times \sqrt{2,5} \\ &= 1,29 \text{ cm} \approx 1,3 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$= 13 \text{ mm}$$

diameter poros engkol yang digunakan 35 mm

Panjang pena engkol (Khovakh,tahun 1951,hal 487)

$$L_{pe} = (0,5 - 0,65).dp \dots\dots\dots 4.38$$

$$= 0,65 \times 35$$

$$= 22,75 \text{ mm}$$

panjang pena engkol yang digunakan 26 mm

Tebal pipi engkol (Vladimir Chlumsky tahun 1965,hal 212)

$$a = (0,5 - 0,7).dp \dots\dots\dots 4.39$$

$$= \text{diambil } 0,6 \text{ dp}$$

$$= 0,6 \times 3,5$$

$$= 2,1 \text{ cm} = 21 \text{ mm}$$

Lebar pipi engkol (Vladimir Chlumsky,tahun 1965, hal 212)

$$b = (1,05 - 1,3).dp \dots\dots\dots 4.40$$

$$b = 1,05.35$$

$$= 1,05 \times 3,5$$

$$= 3,675 \text{ cm} = 36,75 \text{ mm}$$

Untuk mengatasi oleh karena adanya konsentrasi tegangan pada bagian poros engkol yang mengalami perubahan diameter, maka pada bagian poros engkol yang mengalami perubahan diameter tersebut seharusnya mempunyai jari – jari filet yang besarnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

(Vladimir Chlumsky, tahun 1965, hal 206)

$$r = \frac{dp}{15} \dots\dots\dots 4.41$$

$$r = \frac{35}{15}$$

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

besarnya jari – jari filet yang digunakan 2 mm

Diameter lengan engkol (Khovakh, tahun 1951, hal 487)

Dari perhitungan sebelumnya telah didapat bahwa jari – jari engkol $r = 30 \text{ mm}$

$$dmj = (0,7 - 0,8)r \dots\dots\dots 4.42$$

$$= 0,8 \times 3$$

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

diameter lengan engkol yang digunakan 40 mm

Panjang lengan engkol (Khovakh, tahun 1951, hal 487)

$$Lmj = (0,4 - 0,65).dmj \dots\dots\dots 4.43$$

$$= 0,60 \times 40$$

$$= 24 \text{ mm}$$

BAB V

PENDINGINAN

5.1 Pendinginan

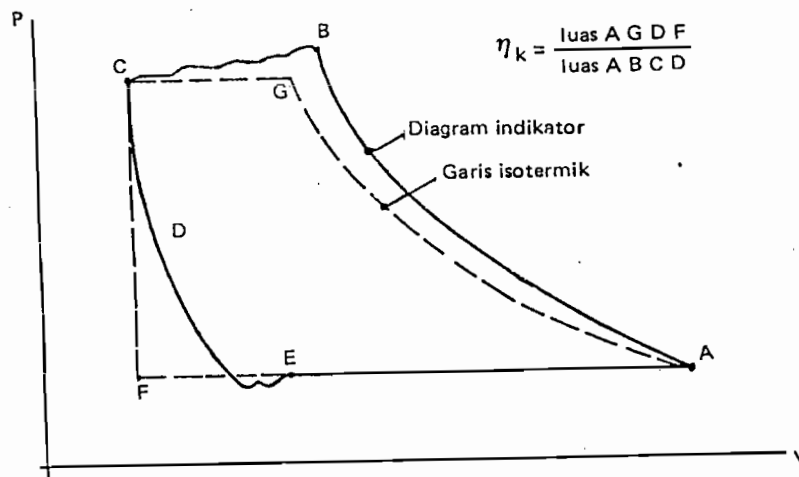
Dalam perencanaan kompresor torak ini direncanakan menggunakan pendinginan yang sesuai dengan kebutuhan dari kompresor tersebut. Ada beberapa jenis pendinginan yang digunakan oleh kompresor, yakni pendinginan dengan menggunakan air dan ada juga pendinginan yang menggunakan udara sekeliling. Untuk pendinginan dengan air biasanya sering digunakan untuk kompresor – kompresor yang besar, sementara untuk kompresor yang kecil dan kompresor yang sedang sering menggunakan pendinginan dengan udara sekeliling. Adapun tujuan dari pendinginan pada instalasi kompresor adalah :

- Untuk mempertinggi efisiensi proses kompresi udara.
Dalam hal ini pendinginan dilakukan pada dinding silinder kompresor
- Untuk mengeringkan udara tekan.
- Agar temperatur atau suhu pada dinding silinder dan kepala silinder masih berada pada batas yang diijinkan.

Udara yang dihisap kedalam kompresor sebagian besar terdiri dari oksigen dan nitrogen, serta sedikit mengandung uap air. Nitrogen dan oksigen selalu berbentuk gas pada semua suhu dan tekanan yang terjadi pada kompresor, tetapi uap air dapat mengembun apabila tekanannya bertambah dan bila suhu diturunkan. Apabila air embun tersebut masuk pada pipa saluran udara tekan, maka dapat

menyebabkan kesulitan. Kesulitan tersebut antara lain : dengan berkaratnya pipa, terjadinya es pada perkakas pneumatik. Sehubungan dengan itu, uap air harus dipisahkan dari udara tekan yang akan dipergunakan, sehingga udara tekan tersebut menjadi kering.

Pemisahan uap air dari udara tekan dilakukan dengan pendinginan akhir (*aftercooler*) yaitu : dengan cara mendinginkan udara tekan didalamnya. Sebagian besar uap air yang terkandung dalam udara mengembun didalam pendinginan ini. Air pengembunan dikumpulkan didalam perangkap air dan kemudian dibuang. Kualitas pendinginan juga mempengaruhi besar efisiensi kompresi. Dengan pendinginan yang baik efisiensi kompresi akan meningkat. Pada kompresor bertekanan tinggi, kadang – kadang kompresi bertingkat dengan pendinginan antar tingkat dipergunakan untuk memperoleh efisiensi kompresi yang baik.



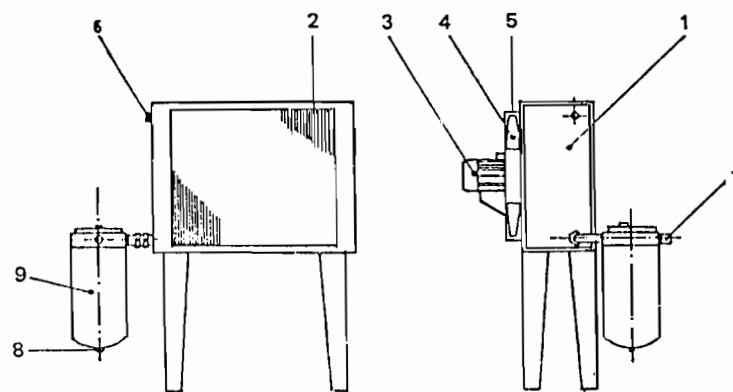
Gambar 5.1 : Efisiensi Kompresi
 Sumber : B Sutjiatmo, tahun 1980, hal 37

5.2 Pendingin Antar Tingkat dan Pendingin Akhir

Dilihat dari proses yang terjadi didalamnya maupun konstruksinya, pendingin antar tingkat dan pendingin akhir adalah sama. Proses pendinginan yang terjadi disini dapat berlangsung karena adanya zat pendingin yang dialirkan kedalamnya. Berdasarkan zat pendingin yang dipakai, pendingin dibedakan menjadi dua yaitu :

- Alat pendingin dengan udara

Udara sebagai zat pendingin dialirkan kedalam pendingin dengan bantuan kipas angin.



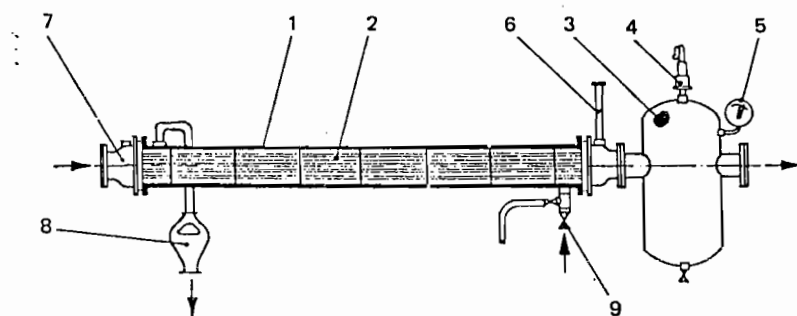
Gambar 5.2 : Alat pendingin dengan udara
Sumber : B Sutjiatmo,tahun 1980,hal 47

Keterangan :

1. Pendingin berpendingin udara
2. Pipa dengan sirip – sirip pendingin
3. Motor
4. Kipas
5. Selubung kipas

6. Udara tekan masuk
 7. Udara tekan keluar
 8. Pembuang kotoran
 9. Pembuang air pengembunan
- Alat pendingin dengan air

Air sebagai zat pendingin dipompankkan kedalam pendingin. Biasanya air air tersebut setelah keluar dari alat pendingin didinginkan lagi untuk dialirkan kembali ke pendingin. Adakalanya bila tersedia air bersih yang berlimpah, air yang keluar dari alat pendingin langsung dibuang.



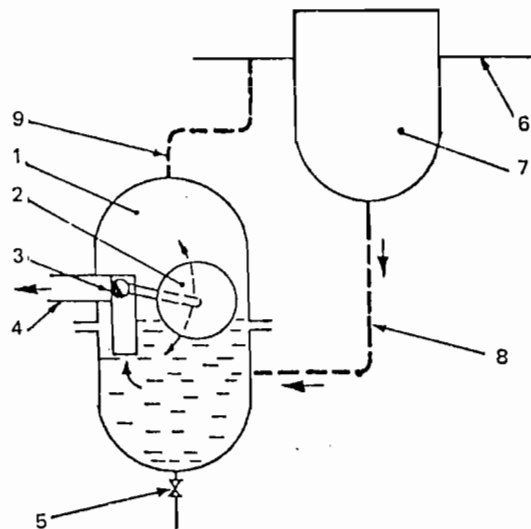
Gambar 5.3 : Alat pendingin dengan air
Sumber : B Sutjiatmo,tahun 1980,hal 47

Keterangan :

1. Tabung pendingin
2. Pipa pendingin
3. Pemisah air
4. Katup keamanan

5. Pengukur tekanan
6. Termometer
7. Udara tekanan masuk
8. Air pendingin keluar
9. Air pendingin masuk

Pendinginan udara mempunyai komponen utama pipa bersirip yang berliku – liku. Udara tekan mengalir melalui bagian dalam pipa, sedang udara pendingin mengalir diluarnya. Kebanyakan pendinginan jenis ini dilengkapi dengan kipas angin untuk memperoleh pendinginan yang baik. Alat pendingin dengan air umumnya berbentuk suatu tabung silindris dengan jajaran pipa – pipa yang terpasang didalamnya. Dengan bentuk demikian, proses perpindahan kalor terjadi melalui dinding jajaran pipa – pipa.



Gambar 5.4 : Pemisah air dan pembuang otomatis
 Sumber : B Sutjiatmo, tahun 1980, hal 48

Keterangan :

1. Pembuang air kondesat
2. Pelampung
3. Katup
4. Air kondesat keluar
5. Pembuang kotoran
6. Pipa udara tekan
7. Penampung air
8. Pipa air kondesat
9. Pipa pengimbang tekanan

Tepat pada saluran keluar udara tekan dari alat pendingin harus dipasang pemisah air. Udara tekan yang bercampur dengan titik – titik air ditampung sedemikian hingga titik – titik air tersebut jatuh kebawah, sedang udara tetap berada diatas. Air yang tertampung dipemisah air akan dibuang, baik secara otomatis maupun dengan dibuka katup buangnya secara manual.

5.3 Perencanaan Pendinginan

Pada perencanaan kompresor torak ini direncanakan pendinginan menggunakan udara, dengan menggunakan sirip yang terpasang pada dinding silinder. Dengan adanya sirip – sirip yang terpasang pada dinding silinder tersebut, maka temperatur keluar kompresor merupakan temperatur saat kompresi dikurangi

dengan pelepasan panas pada dinding silinder. Dalam hal ini perbandingan kompresi yang terjadi adalah :

$$R_v = \frac{P_d}{P_s} \dots\dots\dots 5.1$$

dengan ;

P_d = tekanan keluar kompresor

$$= 0,25 \text{ MPa}$$

P_s = tekanan masuk kompresor

$$= 0,095 \text{ MPa}$$

maka ;

$$R_v = \frac{0,25}{0,095}$$

$$= 2,63$$

Kemudian temperatur akhir pada outlet untuk proses politropik adalah :

(Sularso, tahun 1985, hal 185)

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \dots\dots\dots 5.2$$

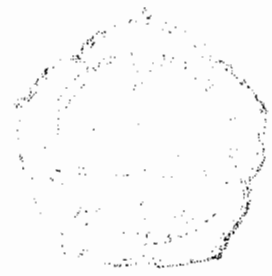
dengan ;

T_d = temperatur outlet kompresor

T_s = temperatur isap kompresor

$$= 303 \text{ K}$$

P_d = tekanan keluar kompresor



$$= 0,25 \text{ MPa}$$

P_s = tekanan masuk kompresor

$$= 0,095 \text{ MPa}$$

n = eksponen politropis udara

$$= 1,25 - 1,35 \text{ (untuk kompresor udara)}$$

$$= \text{diambil } 1,3$$

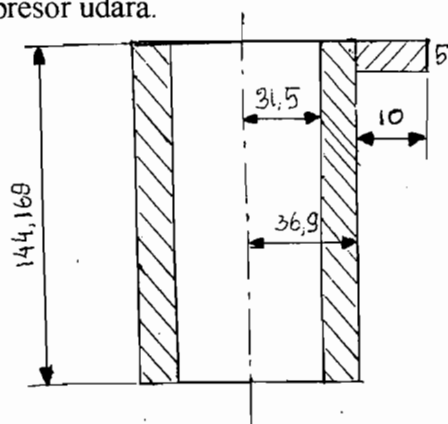
maka ;

$$Td = 303 \cdot \left(\frac{0,25}{0,095} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}$$

$$= 367,64 \text{ K}$$

$$= 94,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pada perhitungan diatas diperoleh bahwa temperatur akhir tidak terlalu tinggi, maka hal ini baik bagi perancangan. Apabila temperatur akhir terlalu tinggi akan dapat mempengaruhi kerja katub tekan, serta mengurangi unjuk kerja minyak pelumas pada kompresor udara.



Gambar 5.5 : Dimensi silinder

Keterangan :

Panjang silinder $L_s = 144,168 \text{ mm}$

Jari - jari dalam silinder $r_i = 31,5 \text{ mm}$

Jari - jari luar silinder $r_l = 36,9 \text{ mm}$

Tebal ujung sirip $t = 5 \text{ mm}$

Dari ukuran – ukuran diatas, maka dapat dihitung luas perpindahan panasnya yaitu :

Untuk jari – jari sirip koreksi : (Frank P.Incropera,hal 125)

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} \dots\dots\dots 5.3$$

$$= 0,0469 + \frac{0,005}{2}$$

$$= 0,0494 \text{ m}$$

Panjang sirip koreksi :

$$L_c = L + \frac{t}{2} \dots\dots\dots 5.4$$

$$= 0,01 + \frac{0,005}{2}$$

$$= 0,0125 \text{ m}$$

Luas permukaan dengan sirip : (Frank P.Incropera,hal 129)

$$A_f = 2 \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) \dots\dots\dots 5.5$$

$$= 2 \pi (0,0469^2 - 0,0369^2)$$

$$= 0,00526 \text{ m}^2$$

Luas permukaan tanpa sirip :

$$A_t = N.A_f + 2 \pi r_i (H - N.t) \dots\dots\dots 5.6$$

$$= 7 \times 0,00526 + 2 \pi \times 0,0315 \times (0,1442 - 7 \cdot 0,005)$$

$$= 0,0584 \text{ m}^2$$

Luas ujung sirip :

$$\begin{aligned} A_p &= L_c \cdot t \dots\dots\dots 5.7 \\ &= 0,0125 \times 0,005 \\ &= 6,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Untuk faktor pembanding :

$$\begin{aligned} r_{2c} / r_1 &= 0,0494 / 0,0369 \\ &= 1,34 \end{aligned}$$

Untuk sifat – sifat udara pada suhu $94,64^\circ\text{C}$ dan dengan tekanan $0,25 \text{ MPa}$ adalah :

Massa jenis udara : (J.P.Holman,tahun 1994,hal 260)

$$\rho = \frac{P}{R.T} \dots\dots\dots 5.8$$

dengan

$$\begin{aligned} R &= \text{konstanta gas} \\ &= 287 \end{aligned}$$

maka ;

$$\begin{aligned} &= \frac{2,5 \times 10^5}{287 \times 367,64} \\ &= 2,36 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Berdasarkan massa jenis yang diperoleh tersebut maka dapat ditentukan :

(J.P.Holman,tahun 1994,hal 589)

$$\begin{aligned} Pr &= 0,753 & k &= 0,013735 \text{ W/m }^\circ\text{C} \\ \mu &= 1,0283 \times 10^{-5} \text{ kg/ms} & C_p &= 1,0099 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Untuk bilangan Reynold :

$$R_{ed} = \frac{\rho U_m d}{\mu} \dots\dots\dots 5.9$$

dengan ;

ρ = massa jenis udara

$$= 2,36 \text{ kg/m}^3$$

U_m = kecepatan rata – rata

$$= 1,5 \text{ m/s}$$

d = diameter silinder

$$\text{dengan jari – jari dalamnya} = 31,5 \text{ mm}$$

maka ;

$$R_{ed} = \frac{2,36 \times 1,5 \times 0,0315}{1,0283 \times 10^{-5}}$$

$$= 10844$$

Berdasarkan bilangan Reynold yang diperoleh tersebut, maka dapat dikatakan bahwa aliran dalam silinder merupakan aliran turbulen. Dengan demikian angka Nuselt dapat dihitung yaitu sebagai berikut :

$$N_{ud} = 0,023 R_{ed}^{0,8} P_r^n \dots\dots\dots 5.10$$

dengan ;

P_r = angka Prandtl

$$= 0,753$$

n = nilai eksponen

$$= 0,4$$

maka ;

$$\begin{aligned} N_{ud} &= 0,023 \times 10844,112^{0,8} \times 0,753^{0,4} \\ &= 34,721 \end{aligned}$$

koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} h &= \frac{k}{d} N_{ud} \dots\dots\dots 5.11 \\ &= \frac{0,013735}{0,0315} \times 34,721 \\ &= 15,13 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Untuk laju aliran kalor yang terjadi : (Frank P. Incropera, hal 129)

$$Q = hAt \left[1 - \frac{NAf}{At} (1 - \eta f) \right] \theta_B \dots\dots\dots 5.12$$

dengan ;

h = koefisien perpindahan panas konveksi

$$= 15,13 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A_t = luas permukaan silinder tanpa menggunakan sirip

$$= 0,0584 \text{ m}^2$$

A_f = luas permukaan silinder dengan menggunakan silinder

$$= 0,00526 \text{ m}^2$$

N = jumlah sirip

$$= 7 \text{ buah sirip}$$

η_f = efisiensi udara dalam silinder

= diambil 0,95

θ_B = selisih antara suhu udara dalam silinder dengan suhu udara sekitar

= 64,64 °C

maka ;

$$\begin{aligned}
 Q &= 15,13 \times 0,0584 \left[1 - \frac{7 \times 0,00526}{0,0584} (1 - 0,95) \right] 64,64 \\
 &= 0,883592 \left[1 - \frac{0,03682}{0,0584} (0,05) \right] 64,64 \\
 &= 0,883592 [1 - 0,63047945(0,05)] 64,64 \\
 &= 0,883592 [1 - 0,031523973] 64,64 \\
 &= 0,883592 [0,9684761] 64,64 \\
 &= 55,315 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

Kemudian untuk mengetahui besarnya penurunan suhu dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\Delta t = \frac{Q}{\rho C_p V} \dots\dots\dots 5.13$$

$$\Delta t = \frac{55,315}{2,36 \times 1009,9 \times 0,083 / 60}$$

$$\Delta t = \frac{55,315}{3,2969868}$$

$$\Delta t = 16,77 \text{ °C}$$

Setelah diketahui besarnya penurunan suhu, maka dapat ditentukan suhu akhir kompresor tersebut yaitu :

$$\begin{aligned} T_2 &= T_d - \Delta t \dots\dots\dots 5.14 \\ &= 94,64 \text{ }^\circ\text{C} - 16,77 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 77,87 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

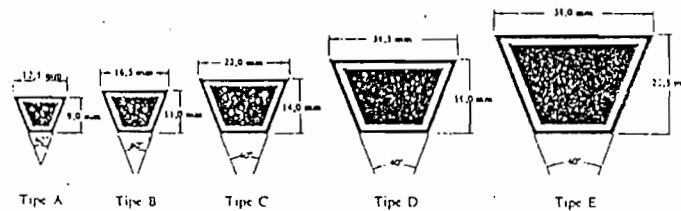
Batas atau syarat suhu akhir dari kompresor itu sendiri adalah $< 165 \text{ }^\circ\text{C}$, sehingga suhu akhir dari kompresor diatas masih memenuhi syarat maka dapat dikatakan bahwa perencanaan ini aman.

BAB VI

PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI

6.1 Pemilihan Sabuk – V

Transmisi sabuk merupakan salah satu jenis sistem transmisi yang mana tenaga atau daya dan momen puntir ditransmisikan dari poros yang satu ke poros yang lain, dengan menggunakan sabuk. Sabuk yang digunakan dalam transmisi ini adalah sabuk jenis V, yang terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Sabuk dibelitkan disekeliling alur puli yang berbentuk V. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli tersebut mengalami lengkungan, sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar.



Gambar 6.1 : Ukuran Penampang Sabuk – V
Sumber : Sularso, tahun 1997, hal 164

Adapun alasan dari pemilihan sabuk – V sebagai penggerak ini adalah sebagai berikut :

- Sabuk – V berharga lebih murah dan mudah bila dipandang dari segi konstruksi dan pembuatannya.

- Mudah dalam penanganannya (baik dalam pemasangannya atau melepaskan)
- Apabila terjadi beban lebih maka akan terjadi slip yang kecil sehingga poros motor akan terlindung dari kerusakan.
- Dapat menerima dan meredam beban beban kejut.
- Hanya memerlukan sedikit perawatan (tanpa pelumas).

6.2 Perencanaan Sabuk – V dan puli

Dengan diketahuinya daya motor (P), maka daya rencana dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut : (Sularso,tahun 1997,hal 7)

$$P_d = f_c \times P \quad \dots\dots\dots 6.1$$

dengan ; f_c = faktor koreksi

$$= 1,3$$

maka : $P_d = 1,3 \times 0,75$

$$= 0,975 \text{ kW}$$

Perbandingan putaran yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut : (Sularso,tahun 1997,hal 166)

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \dots\dots\dots 6.2$$

dengan ;

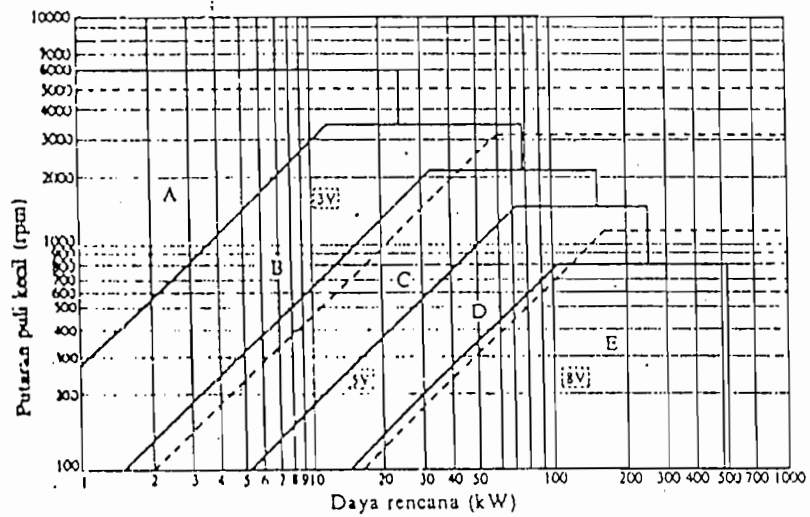
i = perbandingan putaran

n_1 = putaran motor (rpm)

$n_2 = \text{putaran poros out put (rpm)}$

$$i = \frac{910}{550}$$

$$= 1,65$$



Gambar 6.2 : Diagram Pemilihan Sabuk
 Sumber : Sularso,tahun 1997, hal 164

Kemudian untuk momen puntir rencana (T_1) yang terjadi pada poros penggerak :

(Sularso,tahun 1997,hal 7)

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \left[\frac{P_d}{n_1} \right] \dots\dots\dots 6.3$$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \left[\frac{0,975}{910} \right]$$

$$= 1043,5 \text{ kg mm}$$

Untuk momen puntir rencana (T_2) pada poros yang digerakan adalah :

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \left[\frac{P_d}{n_2} \right] \dots\dots\dots 6.4$$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \left[\frac{0,975}{550} \right]$$

$$= 1726,6 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang digunakan dalam perencanaan ini adalah SF50 dengan kekuatan tarik (τ_b) = 50 kg/mm² dengan menggunakan faktor keamanan (Sf_1) = 6 dan (Sf_2) = 2, maka tegangan geser yang diijinkan (τ_a) dapat dihitung sebagai berikut :

(Sularso, tahun 1997, hal 8)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \dots\dots\dots 6.5$$

maka :

$$\tau_a = \frac{50}{6 \cdot 2}$$

$$= 4,16 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk menghitung poros maka diambil :

- Faktor koreksi terhadap tumbukan (Kt) = 2
- Faktor koreksi terhadap lenturan (Cb) = 2

Maka diameter poros penggeraknya adalah : (Sularso, tahun 1997, hal 8)

$$ds_1 = \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) Kt \cdot Cb \cdot T_1 \right\}^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots 6.6$$

$$= \left\{ \left(\frac{5,1}{4} \right) \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1043,5 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$= 17,22 \text{ mm}$$

$$ds_2 = \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau a} \right) Kt.Cb.T_2 \right\}^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots 6.7$$

$$= \left\{ \left(\frac{5,1}{4} \right) 2.2.1726,6 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$= 20,37 \text{ mm}$$

diameter yang digunakan diambil dari tabel adalah 35 mm.

Untuk pemilihan tipe sabuk berdasarkan putaran output motor dan daya yang ditransmisikan. Sesuai dengan diagram pemilihan sabuk, maka dipakai sabuk tipe A.

Dengan diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak (dp) adalah 95 mm, maka diameter lingkaran jarak bagi puli yang digerakan adalah : (Sularso,tahun 1997,hal 166)

$$Dp = dp \cdot i \dots\dots\dots 6.8$$

$$= 95 \cdot 1,65$$

$$= 156,75 \text{ mm}$$

Untuk diameter luar puli penggerak (dk) adalah :

$$dk = dp + 2 \cdot k \dots\dots\dots 6.9$$

$$= 95 + 2 \cdot 4,5$$

$$= 104 \text{ mm}$$

Diameter luar puli yang digerakan (Dk) adalah :

$$Dk = Dk + 2 \cdot k \dots\dots\dots 6.10$$

$$= 156,75 + 2 \cdot 4,5$$

$$= 165,75 \text{ mm}$$

Kemudian untuk diameter naf puli penggerak (d_B) adalah : (Sularso,tahun 1997,hal 177)

$$\begin{aligned}
 d_B &= \frac{5}{3} \cdot d_{s1} + 10 \quad \dots\dots\dots 6.11 \\
 &= \frac{5}{3} \cdot 17,22 + 10 \\
 &= 38,7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Untuk diameter naf puli yang digerakan (D_B) adalah :

$$\begin{aligned}
 D_B &= \frac{5}{3} \cdot d_{s2} + 10 \quad \dots\dots\dots 6.12 \\
 &= \frac{5}{3} \cdot 35 + 10 \\
 &= 68,3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Kecepatan sabuk yang diperoleh adalah : (Sularso,tahun 1997,hal 166)

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad \dots\dots\dots 6.13 \\
 &= \frac{3,14 \cdot 95 \cdot 910}{60 \cdot 1000} \\
 &= 4,5 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sabuk yang akan digunakan dapat ditentukan berdasarkan panjang keliling sabuk. Panjang keliling sabuk dapat dihitung sebagai berikut :

(Sularso,tahun 1997,hal 170)

$$\begin{aligned}
 L &= 2xC + \frac{\pi}{2} \cdot (Dp + dp) + \frac{1}{4xC} \cdot (Dp - dp)^2 \quad \dots\dots\dots 6.14 \\
 &= 2 \cdot 200 + \frac{3,14}{2} \cdot (156,75 + 95) + \frac{1}{4 \cdot 200} \cdot (156,75 - 95)^2
 \end{aligned}$$

$$= 800 \text{ mm}$$

Setelah diketahui panjang keliling sabuk seperti tertera diatas, maka sabuk yang akan digunakan adalah sabuk dengan nomor nominal standar yakni No. 32 dengan keliling sabuk 813 mm.

Jarak sumbu poros yang digunakan dapat dihitung sebagai berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8} \dots\dots\dots 6.15$$

dengan ;

$$b = 2xL - \pi(Dp + dp) \dots\dots\dots 6.16$$

$$= 2x813 - 3,14(156,75 + 95)$$

$$= 835,5 \text{ mm}$$

maka :

$$C = \frac{835,5 + \sqrt{835,5^2 - 8(156,75 - 95)^2}}{8}$$

$$C = \frac{835,5 + \sqrt{698068,61 - 8(61,75)^2}}{8}$$

$$= 206,5 \text{ mm}$$

nilai C yang diambil adalah 200 mm

Sedangkan untuk sudut kontak dapat dihitung sebagai berikut :

(Sularso,tahun 1997,hal 173)

$$\theta = 180^0 - \frac{57x(Dp - dp)}{C} \dots\dots\dots 6.17$$

$$= 180^0 - \frac{57x(156,75 - 95)}{200}$$

$$= 162,4^0$$

$$\theta = 162,4 - \frac{\pi}{180}$$

$$= 2,83 \text{ rad}$$

Maka faktor koreksi yang didapat sesuai dengan tabel 10, adalah 0,96

Maka untuk jumlah sabuk yang diperlukan dapat ditentukan sebagai berikut :

$$N = \frac{Pd}{Po \cdot K_{\theta}} \dots\dots\dots 6.18$$

dengan ;

N = jumlah sabuk

K_{θ} = faktor koreksi

= diambil sesuai tabel 10 yaitu: 0,96

P_o = kapasitas transmisi daya (diambil sesuai dengan tabel 13)

= 1,35 + 0,13 = 1,48 HP, maka : 1,10 kW

P_d = daya rencana

maka ;

$$N = \frac{0,975}{1,10 \cdot 0,96}$$

$$= 0,9$$

maka jumlah sabuk yang digunakan sebanyak 1 buah.

Untuk mengetahui gaya tarik puli pada sabuk dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$F_{tp} = (F_1 + F_2) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \dots\dots\dots 6.19$$

F_1 dan F_2 dapat diketahui dengan :

$$Pd = \frac{Fe \cdot V}{102} ; \text{ maka } Fe = \frac{Pd \cdot 102}{V}$$

dengan :

$Pd =$ daya rencana

$$= 0,975 \text{ kW}$$

$V =$ kecepatan sabuk

$$= 4,5 \text{ m/s}$$

$$\text{maka : } Fe = \frac{0,975 \cdot 102}{4,5}$$

$$= 22,1$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta}$$

$$Fe = F_1 - F_2$$

$$F_1 = Fe + F_2$$

berdasarkan tabel 12 data sabuk,

$$\mu = 0,35 + 0,012 \cdot V$$

$$= 0,404$$

θ = sudut kontak

$$= 2,83 \text{ rad} = 162,4^\circ$$

maka ;

$$\frac{F_1}{F_2} = 3,137$$

$$F_1 = F_2 \cdot 3,137$$

$$F_2 \cdot 3,137 = F_e + F_2$$

$$3,137 \cdot F_2 = 22,1 + F_2$$

$$3,137 \cdot F_2 - F_2 = 22,1$$

$$F_2 = \frac{22,1}{3,137}$$

$$= 7,1$$

untuk $F_1 = 22,1 + 7,1$

$$= 29,2$$

maka ;

$$\begin{aligned} F_{tp} &= (F_1 + F_2) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \\ &= (29,2 + 7,1) \sin \frac{162,4}{2} \\ &= 35,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berdasarkan syarat yang ada bahwa $F_1 > F_e$ dan $F_e > F_2$, maka hasil perhitungan diatas memenuhi syarat tersebut dengan $29,2 > 22,1$ dan $22,1 > 7,1$.

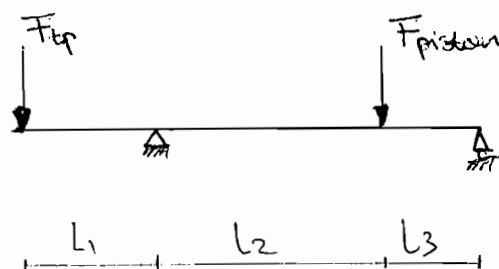
6.3 Perencanaan Bantalan

Bantalan yang digunakan dalam perencanaan ini dipilih bantalan yang mampu mendukung poros engkol, sehingga dalam perencanaan ini dipilih bantalan gelinding. Selain itu bantalan gelinding juga memerlukan pelumasan yang sedikit dan mampu menerima beban yang besar serta koefisien gesek kecil sehingga tidak mudah aus. Dalam perencanaan ini dipilih bantalan yang sesuai dengan tabel 14, yaitu :

- Bantalan terbuka dengan nomor bantalan 6207
- Kapasitas nominal dinamik spesifik (C) = 2010 kg
- Diameter poros (d) = 35 mm
- Diameter luar (D) = 72 mm
- Lebar bantalan (B) = 17 mm
- Jari – jari filet (r) = 2 mm

Resultant gaya yang terjadi pada saat arah piston *horizontal*

Untuk piston 1 :



$$L_1 = 45 \text{ mm}$$

$$L_2 = 77 \text{ mm}$$

$$L_3 = 51 \text{ mm}$$

$$F_{tp} = 35,9 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{piston}} &= P \cdot A \\
 &= 2,5 \times 31,1 \\
 &= 77,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{piston}} \text{ untuk arah } \textit{horizontal}, F_{\text{ph}} &= F_{\text{piston}} \cdot \sin 45^\circ \\
 &= 77,8 \times 0,70 \\
 &= 55 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-35,9 \cdot (45 + 77 + 51) - 55 \times 51 + R_{\text{ha}} \cdot (77 + 51) = 0$$

$$R_{\text{ha}} = \frac{35,9 \cdot (173) + 2805}{128}$$

$$= 70,4 \text{ kg}$$

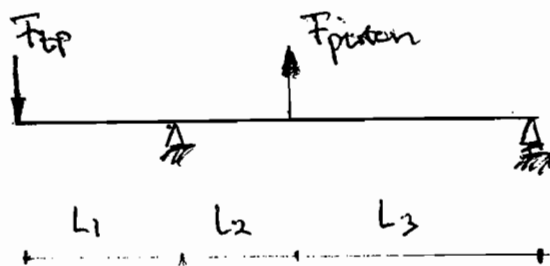
$$\Sigma M_A = 0$$

$$-35,9 \cdot (45) + 55 \times 77 - R_{\text{hb}} \cdot (77 + 51) = 0$$

$$R_{\text{hb}} = \frac{-35,9 \cdot (45) + 55 \times 77}{128}$$

$$= 20,4 \text{ kg}$$

Untuk piston 2 :



$$L_1 = 45 \text{ mm}$$

$$L_2 = 51 \text{ mm}$$

$$L_3 = 77 \text{ mm}$$

$$F_{\text{tp}} = 35,9 \text{ kg}$$

$$F_{\text{piston}} = 55 \text{ kg}$$

$$\Sigma MB = 0$$

$$-35,9 \cdot (45 + 51 + 77) - 55 \times 77 + R_{ha} \cdot (51 + 77) = 0$$

$$R_{ha} = \frac{35,9 \cdot (173) + 4235}{128}$$

$$= 81,6 \text{ kg}$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$-35,9 \cdot (45) - 55 \times 51 - R_{hb} \cdot (51 + 77) = 0$$

$$R_{hb} = \frac{-35,9 \cdot (45) - 2805}{128}$$

$$= -34,5 \text{ kg}$$

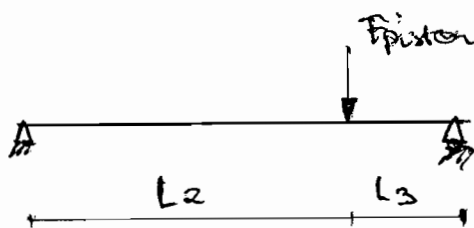
Resultant gaya yang terjadi pada saat arah piston **vertikal**

$$F_{\text{piston}} \text{ untuk arah } \textit{vertikal}, F_{pv} = F_{\text{piston}} \cdot \cos 45^\circ$$

$$= 77,8 \times 0,70$$

$$= 55 \text{ kg}$$

Untuk piston 1 :



$$L_2 = 77 \text{ mm}$$

$$L_3 = 51 \text{ mm}$$

$$\Sigma MB = 0$$

$$-R_{va} \cdot (77 + 51) + 55 \times 51 = 0$$

$$R_{va} = \frac{55 \times 51}{128}$$

$$= 21,9 \text{ kg}$$

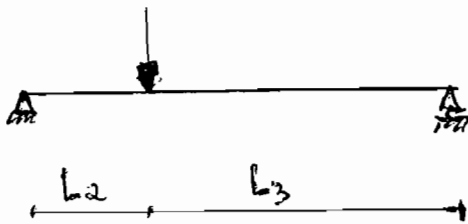
$$\Sigma M_A = 0$$

$$-55 \cdot (77) + R_{vb} \cdot (77 + 51) = 0$$

$$R_{vb} = \frac{55 \times 77}{128}$$

$$= 33,08 \text{ kg}$$

Untuk piston 2 :



$$L_2 = 51 \text{ mm}$$

$$L_3 = 77 \text{ mm}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-R_{va} \cdot (51 + 77) + 55 \times 77 = 0$$

$$R_{va} = \frac{55 \times 77}{128}$$

$$= 33,08 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-55 \cdot (51) + R_{vb} \cdot (51 + 77) = 0$$

$$R_{vb} = \frac{55 \times 51}{128}$$

$$= 21,9 \text{ kg}$$

Resultant gaya yang terjadi pada kedua bantalan tersebut diatas adalah :

Untuk piston 1 :

$$Rva_1 = 21,9 \text{ kg}$$

$$Rha_1 = 70,4 \text{ kg}$$

$$Rvb_1 = 33,08 \text{ kg}$$

$$Rhb_1 = 20,4 \text{ kg}$$

Maka ;

$$\begin{aligned} Ra_1 &= \sqrt{Rva_1^2 + Rha_1^2} \\ &= \sqrt{(21,9)^2 + (70,4)^2} \\ &= 73,7 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rb_1 &= \sqrt{Rvb_1^2 + Rhb_1^2} \\ &= \sqrt{(33,08)^2 + (20,4)^2} \\ &= 38,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Untuk piston 2 :

$$Rva_2 = 33,08 \text{ kg}$$

$$Rha_2 = 81,6 \text{ kg}$$

$$Rvb_2 = 21,9 \text{ kg}$$

$$Rhb_2 = -34,5 \text{ kg}$$

Maka ;

$$\begin{aligned} Ra_2 &= \sqrt{Rva_2^2 + Rha_2^2} \\ &= \sqrt{(33,08)^2 + (81,6)^2} \\ &= 88,05 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$Rb_2 = \sqrt{Rvb_2^2 + Rhb_2^2}$$

$$= \sqrt{(21,9)^2 + (-34,5)^2}$$

$$= 40,8 \text{ kg}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka resultant gaya yang terjadi pada kedua bantalan adalah :

$$R_a = 88,05 \text{ kg dan } R_b = 40,8 \text{ kg}$$

Untuk mengetahui umur bantalan dapat dihitung dengan : (Sularso,tahun 1997,hal 135)

$$P_r = X.V F_r + Y.F_a \dots\dots\dots 6.20$$

Maka untuk bantalan di A adalah :

$$P_{ra} = X.V F_{ra} + Y.F_a$$

dengan ;

$$F_{ra} = 88,05 \text{ kg} \qquad V = 1 \qquad Y = 0$$

$$X = 1 \qquad F_a = 0$$

$$P_{ra} = 1.1.88,05 + 0.0$$

$$= 88,05 \text{ kg}$$

Faktor kecepatan pada bantalan : (Sularso,tahun 1997,hal 136)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots 6.21$$

$$= \left(\frac{33,3}{550} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,39$$

Faktor umur bantalan adalah : (Sularso,tahun 1997,hal 136)

$$\begin{aligned}
 fh &= \frac{Cxfn}{Pr a} \dots\dots\dots 6.22 \\
 &= \frac{1250 \times 0,39}{88,05} \\
 &= 5,5
 \end{aligned}$$

Umur bantalan dapat diketahui dengan : (Sularso,tahun 1997,hal 136)

$$Lh = 500 \cdot fh^3 \dots\dots\dots 6.23$$

maka;

$$\begin{aligned}
 Lh &= 500 \cdot (5,5)^3 \\
 &= 83187,5 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Untuk bantalan di B

$$Prb = 40,8 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor kecepatan pada bantalan (fn)} = 0,39$$

$$\text{Faktor umur bantalan (fhb)} = 11,9$$

$$\text{Umur bantalan (Lhb)} = 842579,5 \text{ jam}$$

BAB VII

PENUTUP

7.1 Penutup

Dalam perencanaan kompresor udara ini, data – data yang diketahui sebagai - berikut :

- Kondisi udara masuk = 30 °C
- Tekanan udara masuk = 0,095 Mpa
= 9500 kg^f/m²
- Tekanan udara keluar = 0,25 Mpa
= 25000 kg^f/m²
- Putaran mesin = 550 rpm
- Jumlah udara masuk = 83 liter/menit
= 0,083 m³/menit
- Fluida kerja = udara
- Jenis Kompresor = torak, dua silinder
- Sistem pendinginan dengan udara atmosfer
- Kerja tunggal

Kompresor kerja tunggal merupakan kompresor yang hanya menggunakan satu sisi torak untuk bekerja memampatkan udara.

Dengan adanya data – data yang telah diketahui diatas, maka hasil perhitungan dari perencanaan kompresor torak ini adalah :

- **Silinder**

Bahan silinder = Besi cor kelabu dengan standar JIS G5501 dengan lambang
FC 20 dan kekuatan tarik 24 kg/mm^2

Diameter silinder = 63 mm

Panjang silinder = 144,168 mm

Panjang langkah torak = 50 mm

Kecepatan rata – rata torak = 0,91 m/dtk

Tebal dinding silinder = 5,4 mm

- **Torak**

Bahan torak = Alumunium paduan dengan standar DIN 1725 yaitu G.Si.Al 12
dan memiliki kekuatan tarik 20 kg/mm^2 dengan modulus geser
 $7650 - 8500 \text{ kgf/mm}^2$

Diameter torak = 62,3 mm

Panjang torak = 93,45 mm

Tebal kepala Torak = 2,21 mm

Kedalaman alur ring = 0,1 inci

Tebal maksimum dinding beralur = 7,3 mm

Tebal dinding torak = 2,19 mm

Tebal sirip penguat = 1,1 mm

- **Cincin Torak**

Bahan cincin torak = Besi tuang FCD 40 standar JIS G5520 dengan kekuatan tarik 40 kg/mm^2

Tebal radial cincin torak = 2,52 mm

Alur cincin kompresi = 1,847 mm

Alur cincin pelumasan = 2,087 mm

- **Pena Torak**

Bahan pena torak = Baja chrom molibden SCM 2 standar JIS G4105 dengan kekuatan tarik 85 kg/mm^2

Diameter luar pena torak = 9 mm

Diameter dalam pena torak = 6,12 mm

Panjang pena torak = 53,55 mm

- **Batang Penggerak**

Bahan batang penggerak = Baja karbon tempa SF 50 standar JIS G3210 dengan kekuatan tarik $50 - 60 \text{ kg/mm}^2$

Jari – jari engkol = 25 mm

- **Ujung Batang Penghubung**

Diameter dalam ujung batang penghubung = 10,55 mm

Kelonggaran diameter bantalan dengan pena torak = 0,0135 mm

Diameter dalam bantalan = 9,027 mm

Tebal bantalan = 0,765 mm

Diameter luar ujung batang penghubung = 13,72 mm

- **Pangkal Batang Penghubung**

Diameter luar pangkal batang penghubung = 44,56 mm

Kelonggaran diameter bantalan dengan pena torak = 0,017 mm

Tebal bantalan = 1,05 mm

Diameter luar bantalan = 37,13 mm

- **Baut Pengikat Silinder**

Bahan baut : Baja S30C dengan standar JIS G 4051 dengan kekuatan tarik 48

kg/mm^2

Jumlah baut = 6 buah

Diameter baut = 2,41 mm

- **Poros Engkol**

Bahan poros engkol = SF50 standar JIS 3210 dengan kekuatan tarik 50 – 60

kg/mm^2

Diameter pena engkol = 35 mm

Panjang pena engkol = 22,75 mm

Diameter lengan engkol = 40 mm

Panjang lengan engkol = 24 mm

Tebal pipi engkol = 21 mm

Lebar pipi engkol = 36,75 mm

Jari – jari filet = 2,2 mm

- **Sabuk**

Perbandingan putaran = 1,65

Diameter puli penggerak = 104 mm

Diameter puli yang digerakan = 165,75 mm

Diameter naf puli penggerak = 38,7 mm

Diameter naf puli yang digerakan = 68,3 mm

Kecepatan sabuk = 4,5 m/s

Nomor nominal sabuk = 32

Keliling sabuk = 813 mm

Jarak sumbu poros = 206,5 mm

Sudut kontak = $162,4^{\circ}$

Jumlah sabuk = 1 buah

- **Pendinginan**

Panjang sirip pendingin = 10 mm

Tebal sirip pendingin = 5 mm

Jari – jari sirip koreksi = 49,4 mm

Panjang sirip koreksi = 12,5 mm

Koefisien perpindahan panas konveksi = $15,13 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Laju aliran kalor = 55,315 watt

Laju penurunan suhu = $16,77^{\circ}\text{C}$

Suhu akhir keluar kompresor = $77,87^{\circ}\text{C}$

7.2 Kesimpulan

Dalam perencanaan sebuah kompresor, terlebih dahulu diketahui data – data yang harus diperlukan yaitu : jenis dari kompresor yang akan dirancang, tekanan yang dibutuhkan dan tekanan yang dihasilkan, kemudian juga kegunaan dan konstruksi dari kompresor tersebut serta motor penggeraknya. Pada kompresor torak sangatlah penting juga diperhitungkan antara lain : diameter torak, diameter silinder, langkah torak serta efisiensi volumetrisnya. Dengan melihat dari data – data seperti yang telah disebutkan diatas, maka kompresor yang direncanakan ini termasuk dalam jenis kompresor yang bertekanan rendah. Kompresor yang bertekanan rendah mempunyai batas tekanan sampai 5 kg/cm^2 .

Selain dari itu, juga perlu diperhatikan dalam pemilihan bahan – bahan yang akan digunakan atau dirancang untuk komponen- komponen utama dari kompresor tersebut. Kompresor torak juga mempunyai beberapa keunggulan dan spesifikasi daerah kerja tertentu dari jenis kompresor yang lain. Diantaranya adalah daerah pemakaian dari kompresor torak pada putaran rendah dan kapasitas rendah, tetapi mempunyai tekanan kerja dan ratio kompresi yang tinggi dari jenis kompresor lain.

DAFTAR PUSTAKA

- Holman JP, *Perpindahan Kalor*, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1994.
- Khovakh M, *Motor Vehicle Engine*, Mc Graw Hill New York, 1951.
- Litchy LC, *Internal Combustion Engine*, Mc Graw Hill New York, 1951.
- Maleev VL, *Internal Combustion Engine*, Mc Graw Hill, 1945.
- Petrovsky N, *Marine Internal Combustion Engine*, Mir Publisher Moscow, 1980.
- Popov E P, *Mekanika Teknik*, edisi II, Penerbit Erlangga, Jakarta Pusat, 1984.
- Sularso, Suga Kiyokatsu, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan kelima PT Pradnya Paramita Jakarta, 1997.
- Sularso, Tohara Haruo, *Pompa Dan Kompresor*, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan, PT Pradnya Paramita Jakarta, 1985.
- Vladimir Clumsky, *RECIPROCATING AND ROTARY COMPRESSOR*, SNTL, Publisher Prague, Czechoslovakia, 1965.
- Wertwijn.G, *Ilmu Bangunan Pesawat yang Praktis*, jilid dua, Penerbit buku teknik H Stam, Jakarta.

✓ LAMPIRAN

Tabel 1 Baja Karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Tabel 2 Baja Paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

Tabel 3 JIS G 4105. Baja Khrom Molibden

(a) Unsur kimia

Lambang	Unsur kimia (%)						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
SCM2	0,28-0,33	0,15-0,35	0,60-0,85	0,030 atau kurang	0,030 atau kurang	0,90-1,20	0,35-0,30
SCM3	0,33-0,38						
SCM4	0,38-0,43						
SCM5	0,43-0,48						
SCM21	0,13-0,18						
SCM22	0,18-0,23						
SCM23	0,17-0,23						

(b) Sifat mekanis

Lambang	Perlakuan panas (°C)				Batas mulur (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan (H _n)	Keterangan
	Celup dingin		Temper					
SCM2	830-880	Pendinginan minyak	550-650	Pendinginan cepat	70	85	241-293	
SCM3	830-880	-	550-650	-	80	95	269-321	
SCM4	830-880	-	550-650	-	85	100	285-341	
SCM5	830-880	-	550-650	-	90	105	302-363	
SCM21	Primer Sekunder	850-900 800-850	150-200	Pendinginan udara		85	235-321	Pengerasan kulit
SCM22	Primer Sekunder	850-900 800-850	150-200	..		95	262-341	
SCM23	Primer Sekunder	850-900 800-850	150-200	..		100	285-363	

Tabel 4 JIS G 3210 Baja Karbon Tempa

Lambang	Unsur Kimia		Batas mulur (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Tekukan	
	P	S			Sudut	Jari-Jari dalam (mm)
SF 40	0,035 atau kurang	0,40 atau kurang	20	40-50	180°	6
SF 45			23	45-55		12
SF 50			25	50-60		20
SF 55			28	55-65		32
SF 60			30	60-70		44

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
Tahun 1997, hal 334

Tabel 5 JIS G 5501 Besi Cor Kelabu

Lambang	Tebal utama coran (mm)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan (kg/mm ²)
FC 20	4-8	24	255 atau kurang
	8-15	22	235 "
	15-30	20	223 "
	30-50	17	217 "
FC 25	4-8	28	269 "
	8-15	26	248 "
	15-30	25	241 "
	30-50	22	229 "
FC 30	8-15	31	269 "
	15-30	30	262 "
	30-50	27	248 "
FC 35	15-30	35	277 "
	30-50	32	269 "

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
Tahun 1997, hal 335

Tabel 6 Panjang Sabuk – V standar.

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Tabel 7 Panjang Sabuk – V sempit.

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V 250	635	631	5V 500	1270	1262
3V 265	673	669	5V 530	1346	1338
3V 280	711	707	5V 560	1422	1414
3V 300	762	758	5V 600	1542	1516
3V 315	800	796	5V 630	1600	1592
3V 355	851	847	5V 670	1702	1694
3V 355	902	898	5V 710	1803	1795
3V 375	953	949	5V 750	1905	1897
3V 400	1016	1012	5V 800	2032	2024
3V 425	1080	1076	5V 850	2159	2151
3V 450	1143	1139	5V 900	2286	2278
3V 475	1207	1203	5V 950	2413	2405
3V 500	1270	1266	5V 1000	2540	2532
3V 530	1346	1342	5V 1060	2692	2684
3V 560	1422	1418	5V 1120	2845	2837

Tabel 8 Diameter minimum puli yang diijinkan dan dianjurkan (mm)

Pendampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Tabel 9 Kapasitas Daya yang ditransmisikan untuk sabuk – V sempit tunggal
 P_o (kW)

Putaran puli kecil (rpm)	3V							5V						
	Diameter nominal puli kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran					Diameter nominal puli kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran				
	67mm	100mm	1,27-1,38	1,39-1,57	1,58-1,94	1,95-3,38	3,39-	180mm	224mm	1,27-1,38	1,38-1,57	1,58-1,94	1,95-3,38	3,39-
200	0,21	0,46	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	2,13	3,02	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20
400	0,38	0,85	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	3,92	5,62	0,26	0,36	0,34	0,37	0,39
600	0,54	1,21	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	5,55	8,00	0,39	0,46	0,51	0,56	0,59
800	0,68	1,38	0,09	0,11	0,12	0,13	0,14	7,10	10,2	0,51	0,60	0,68	0,74	0,79
1000	0,81	1,72	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18	8,55	12,4	0,65	0,76	0,85	0,93	0,98
1200	0,94	1,88	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21	9,95	14,4	0,77	0,91	1,02	1,11	1,18
1400	1,06	2,05	0,16	0,18	0,21	0,23	0,24	11,2	16,2	0,90	1,06	1,19	1,30	1,38
1600	1,17	2,20	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	12,4	17,8	1,04	1,22	1,36	1,48	1,57

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
 Tahun 1997, hal 173

Tabel 10 Faktor Koreksi K_θ

$\frac{D_r - d_r}{C}$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor koreksi K_θ
0,90	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
 Tahun 1997, hal 174

Tabel 11 Katalog Motor – Motor AC

Kapasitas (kW)	Kecepatan putaran penuh (rpm)	Kecepatan putaran beban penuh (rpm)	50 Hz											60 Hz									Motor GD ¹ (kg-m ²)					
			Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya		Kopel				Arus		Efisiensi				Faktor daya				
			Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)	Kopel pengung-ai (%)	Kopel percepatan (%)	Arus nominal (A)		50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)	50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)	Kecepatan putaran beban penuh (rpm)	Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)	Kopel pengung-ai (%)	Kopel percepatan (%)	Arus nominal (A)		50% beban (%)		75% beban (%)	100% beban (%)	50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)
							Arus asut	Arus asut												Arus asut	Arus asut							
0,75	2	2.890	0,253	295	310	240	3,3	20	75	78	79	63	85	83	3.470	0,210	250	295	220	3,1	19	77	80	80	71	82	88	0,0041
	4	1.420	0,515	325	290	275	3,8	18	73	77	78	54	67	76	1.700	0,43	285	270	250	3,3	17	79	81	81	62	75	82	0,0085
	6	910	0,762	235	254	220	3,8	19	70	75	76	51	66	75	1.130	0,641	210	240	200	3,5	17	74	78	78	60	73	80	0,0216
	8	700	1,01	200	240	200	4,2	16	74	77	77	49	58	67	845	0,865	150	230	170	4,0	14	77	78	79	46	58	67	0,0391
1,5	2	2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105
	4	1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175
	6	940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391
	8	700	2,09	220	230	200	8,2	27	79	82	82	44	57	65	845	1,73	160	180	150	7,5	23	82	84	83	51	63	71	0,0685
2,20	2	2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190
	4	1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330
	6	945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685
	8	710	3,02	230	240	210	11,5	42	80	83	84	45	57	66	850	2,52	190	200	170	10,0	37	83	85	85	52	64	72	0,121
3,7	2	2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269
	4	1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.720	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	99	0,0540
	6	945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	95	0,121
	8	710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161

5,5	2	2.900	1,85	250	300	220	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	89	92	93	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	73	82	86	0,0910
	6	955	5,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	72	80	83	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	66	77	81	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	91	94	94	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	78	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	77	86	88	0,113
	6	960	7,53	235	265	225	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	72	80	84	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	69	79	83	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	89	92	92	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	250	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	78	85	89	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	45,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	72	81	85	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	63	73	78	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,20	165	190	145	52,9	220	89	90	90	89	91	91	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	260	91	91	90	86	90	91	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	57,9	240	89	90	89	74	82	84	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	56	68	74	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	270	89	90	90	89	91	91	0,28
	4	1.450	12,4	230	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	87	91	92	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	75	82	85	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

Catatan: 1. Semua nilai adalah nilai acuan
2. Nilai akan berubah untuk tegangan lainnya

Tabel 12 Data Sabuk

material sabuk jenis sabuk	batas tarik σ_B (N/cm ²)	teg. tarik ijin σ_z (N/cm ²)	koefisien s/d ₁	frekwensi tekuk B_{zmax} (s ⁻¹)	kecap.max. v (m/s)	angka gesekan μ	t_{max} (°C)
kulit S	2500	360 ... 410	0,033	5	30	sisi daging:	35
G	3000	430 ... 500	0,04	10	40	0,22+0,012.v	35
HGL	3000 ... 4000	430 ... 650	0,05	25	50	sisi bulu:	45
HGC	3000 ... 4500	430 ... 750	0,05	25	50	0,33+0,02.v	70
rajutan:							
balata-katun	5000 ... 6500	330 ... 540	0,04	30	40	0,5	40
karet-balata-katun	5000 ... 6000	330 ... 540	0,035	30	40	0,5	45
karet-katun	4500 ... 6000	300 ... 500	0,033	30	40	0,5	70
tekstil:							
katun	3500 ... 5000	230 ... 500	0,05	40	50	0,3	--
sutera tiruan	5000	330 ... 500	0,04	40	50	0,35	--
nilon-perlon	18000 ... 22000	1650 ... 2200	--	80	65	--	--
sabuk lapis majemuk: sisi sentuh: kulit/karet sisi tarik: plastik	18000 ... 22000	1650 ... 2200	0,01	80	biasa: 80 istimewa s/d: 100	lihat kulit/80	40 .. 70/ 70 .. 80
sabuk-V standar	---	700 ... 900	--	40	25 .. 30	0,35+0,012.v	70 .. 80
sabuk-V sempit	---			50 .. 80	60		

Tabel 14 Nomor Bantalan

Nomor bantalan *			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal dinamis spesifik C (kg)	nominal statis spesifik C_0 (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	216
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 315/ FT_USD / TM / Mei / 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Y. Nadahadi Kristianto P.
Nomor Mahasiswa : 995214004
NIRM : 990051123109120004
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pompa Dan Kompresor
Judul / naskah soal :

Rancang sebuah kompresor udara dengan data sebagai berikut :

Kondisi udara masuk : 30° C ; 0,095 Mpa
Tekanan keluar : 0,25 Mpa
Jumlah Silinder : 2
Pendingin Udara :

Data lain ditentukan sendiri berdasarkan survai / studi literatur.

Tanggal dimulai : 17 April 2003

Dosen Pembimbing Kedua

(Yosef Agung Cahyanta, ST, MT.)

Yogyakarta, 2 Mei 2003
Dosen Pembimbing Utama

(Dr. IR. H. Indarto, DEA.)



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 315 / FT / USD / TM / Mei / 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Y. Nadahadi Kristianto P.
Nomor Mahasiswa : 995214004
NIRM : 990051123109120004
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pompa Dan Kompresor
Judul / naskah soal :

Rancang sebuah kompresor udara dengan data sebagai berikut :

Kondisi udara masuk : 30° C ; 0,095 Mpa
Tekanan keluar : 0,25 Mpa
Jumlah Silinder : 2
Pendingin Udara :

Data lain ditentukan sendiri berdasarkan survai / studi literatur.

Tanggal dimulai : 17 April 2003
Pembimbing Utama : Dr. IR. H. Indarto,DEA.
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta,ST,MT.

NO	TGL.	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	6/5	proposal & setyain		Juswans
2	29/9	Bab I, II	Perbaikan sedikit	Juswans
3	2/10	Bab III	Format penulisan, format SI	Juswans
4	12/11 ⁰³	Bab IV	Saran yg. diberikan ditiru dari lanjut	Juswans
5	18/11 ⁰³	Bab V	Dihehulkan semai & saran yg. disampul	Juswans
6	8/01 ⁰⁴	Gambar diperbaiki	Dapat mulai digambar	Juswans
7	14/1 ⁰⁴	sebuah & pulley	Di berikan perhitungan sebuah & pulley	Juswans
8	31/1 ⁰⁴	Naskah selesai:	Dapat digambar	Juswans



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

UJIAN PENDAHULUAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI

TANGGAL: 16 Maret 2004

NAME/NIK : YOHANES NADAHADI KRISTHANTO PUTRA

NIM : 995211004

JUDUL :
The Design of Air Compressor with Two Cylinders.

Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

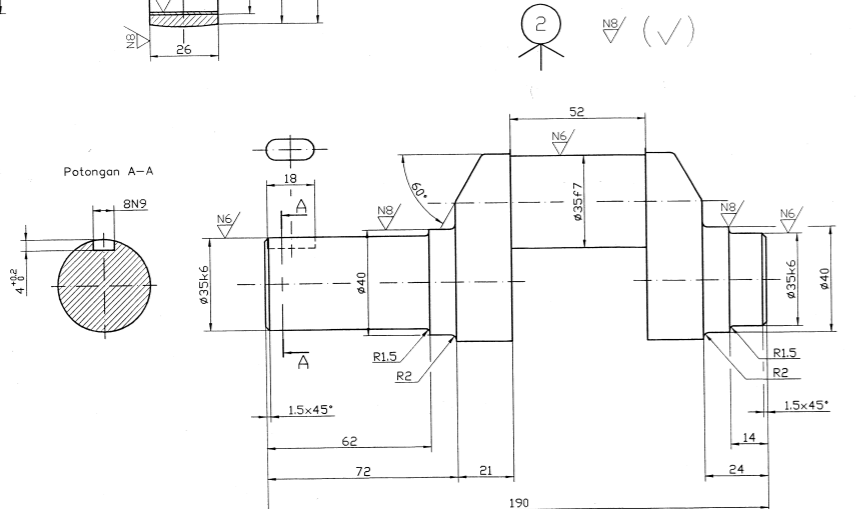
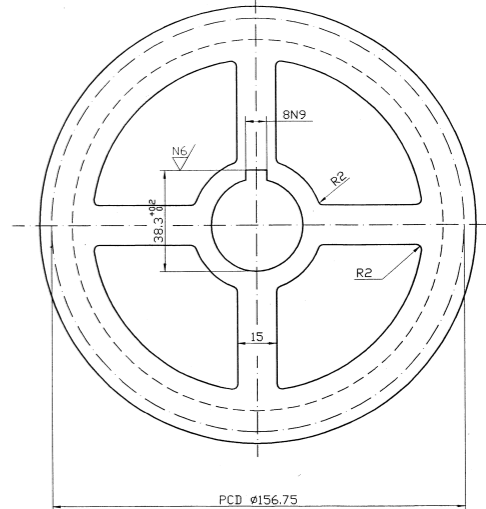
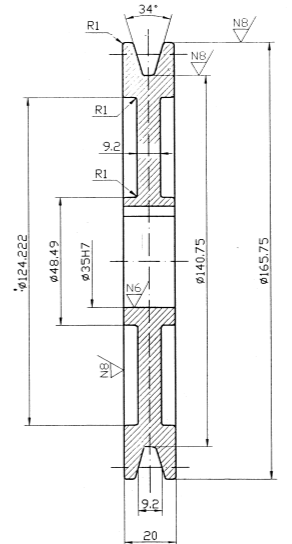
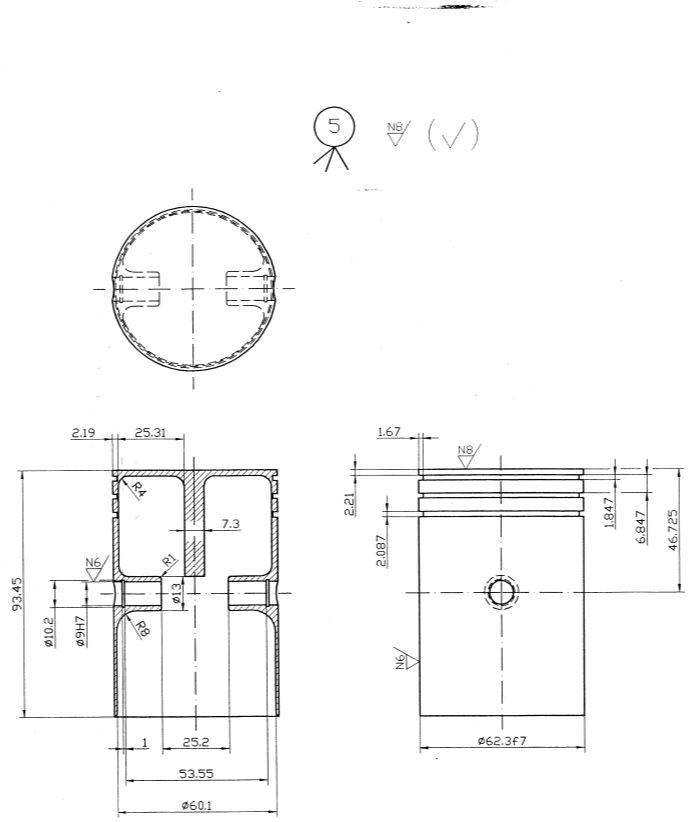
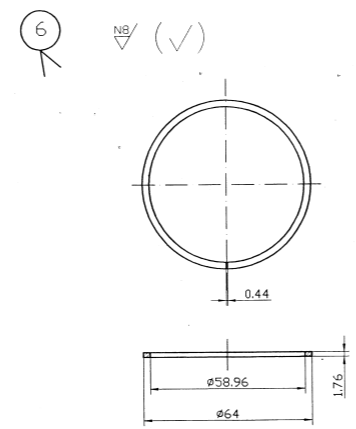
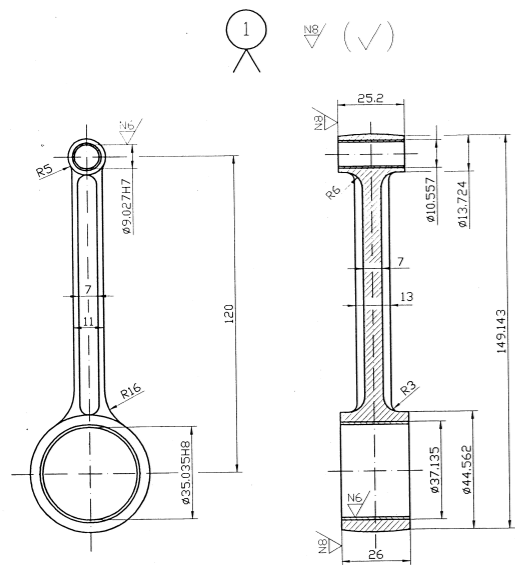
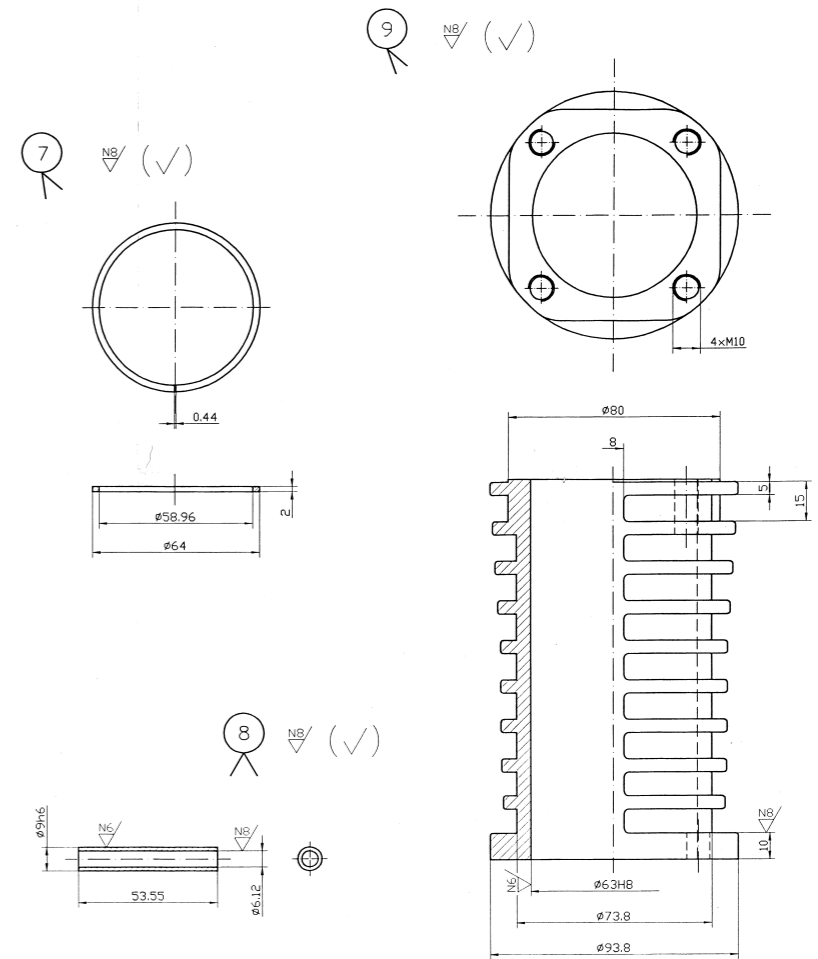
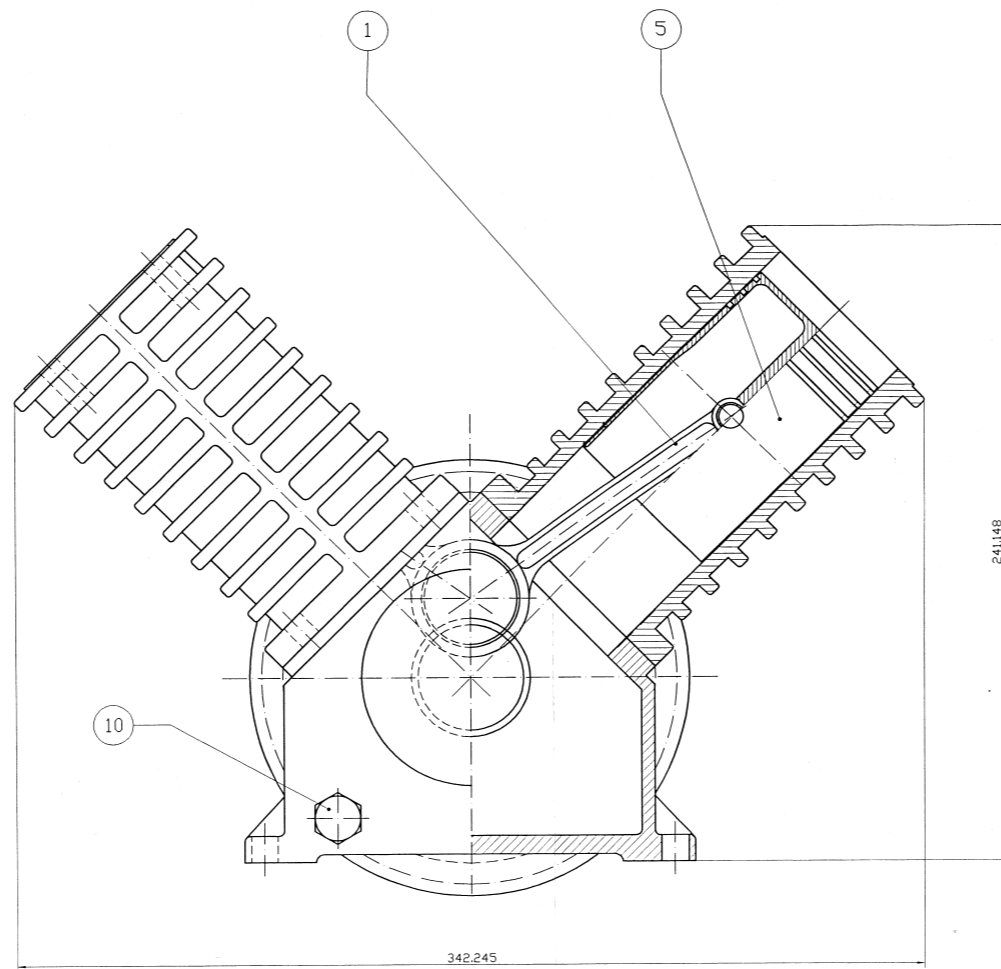
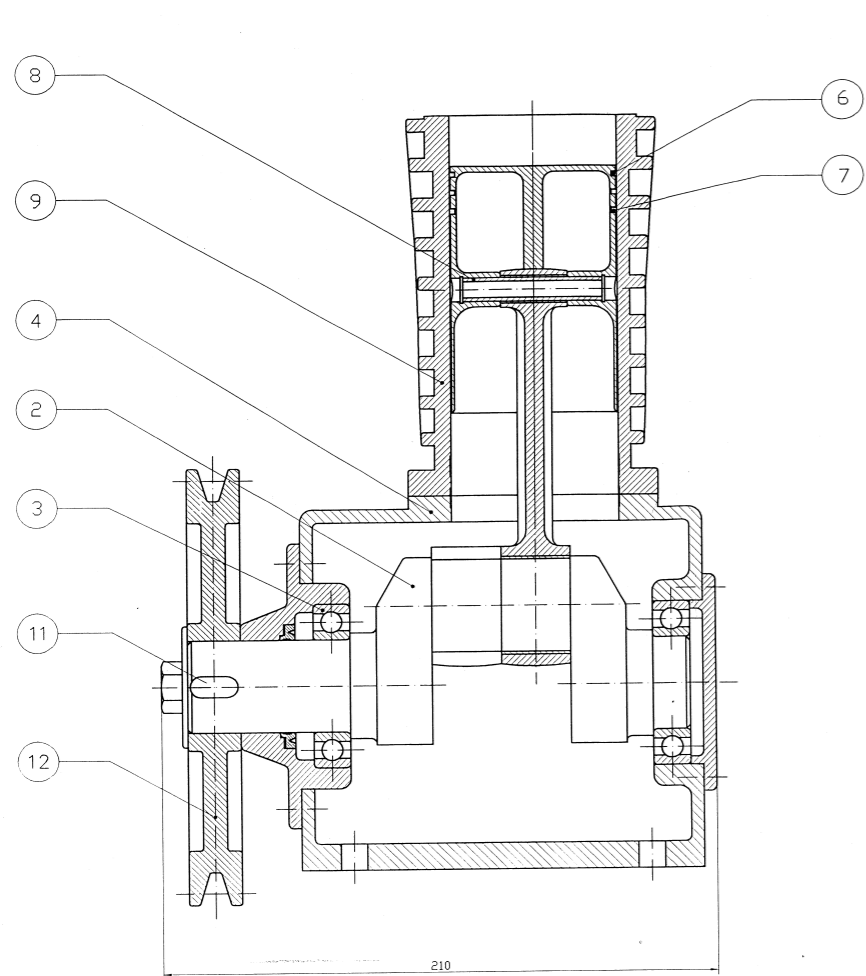
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

(1) Raket libet skripsi and:
↳ daftar pustaka.
↳ tabel poli nomor unit
↳ "kata asig" → huruf ring.





No.	Jml.	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
12	1	Puli	SF 50	JIS G3210	
11	1	Posak	S30C	JIS G4051	
10	1	Baut buang oli M10	S30C	JIS G4051	
9	2	Block silinder	FC 20	JIS G5501	
8	2	Pena piston	SCM 20	JIS G4105	
7	2	Cincin pelumas	FCD 40	JIS G5502	
6	4	Cincin kompresi	FCD 40	JIS G5502	
5	2	Piston	DIN 1725	G.Si.Ai.12	
4	1	Casing / rumah	Besi tuang		
3	2	Bantalan	SUJ 3	JIS G4805	
2	1	Poros engkol	SF 50	JIS G3210	
1	2	Batang penggerak	SF 50	JIS G3210	