



PERENCANAAN KOMPRESOR TORAK DUA TINGKAT PADA PERTAMINA UNIT PENGOLAHAN PANGKALAN BERANDAN

SKRIPSI

OLEH :

A N D I
NO. STB : 01.813.0012



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2002

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

PERENCANAAN KOMPRESOR TORAK DUA TINGKAT PADA PERTAMINA UNIT PENGOLAHAN PANGKALAN BERANDAN

SKRIPSI

OLEH :

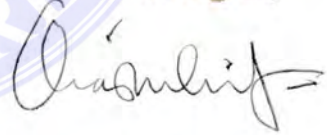
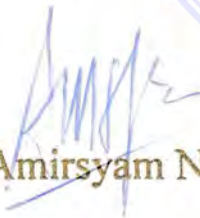
A N D I

NO. STB : 01.813.0012

Menyetujui,
Komisi pembimbing

Pembimbing I,

Pembimbing II,



(Ir. H. Amirsyam Nasution, MT)

(Ir. Syafrian)

Mengetahui,

Ketua Program Studi,

Dekan,




(Ir. H. Amirsyam Nasution, MT) (Drs. Dadan Ramdan, M.Eng)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	iv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Tujuan Perencanaan	2
1.3 Alasan Pemilihan Judul	2
1.4 Pembatasan Masalah	3
1.5 Metode Pengumpulan Data	4
BAB II TEORI DASAR	5
2.1 Teori Dasar Kompresor	5
2.2 Klasifikasi Kompresor	6
2.3 Prinsip Kerja Kompresor	7
2.4 Spesifikasi Kompresor	11
BAB III DASAR PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	13
3.1 Efisiensi Adiabatik	13
3.2 Perencanaan Torak	15
3.3 Perencanaan Pena Torak	22
3.4 Perencanaan Batang Torak	27
3.5 Perencanaan Cincin Torak	36
3.6 Perencanaan Silinder dan Kepala Silinder	40
3.7 Perencanaan Kepala Silinder	45
3.8 Perencanaan Poros Engkol	46
3.9 Perencanaan Sabuk	50
3.10 Perencanaan Bantalan	55
3.11 Perencanaan Tabung Kompresor	58

BAB IV	PERAWATAN DAN PERBAIKAN	69
	4.1 Perawatan Preventif	69
	4.2 Perawatan Prediktif	72
BAB V	KESIMPULAN	84
	5.1 Kesimpulan	84
	5.2 Saran-saran	85
DAFTAR PUSTAKA	87



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Seiring dengan perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, kebutuhan akan alat bantu semakin banyak diperlukan dalam menyelesaikan berbagai pekerjaan. Demikian juga banyak pula mesin-mesin atau peralatan diproduksi untuk mendukung atau mempermudah manusia dalam menyelesaikan pekerjaan. Walaupun mesin-mesin atau peralatan diproduksi cukup banyak dari berbagai jenis, besar dan kecil, sederhana atau canggih, ternyata kompresor juga turut serta mengambil peranan yang tidak kalah pentingnya.

Penggunaan kompresor ini dipandang telah banyak digunakan pada berbagai industri besar. Dalam perbengkelan, tidak jarang mempunyai andil yang besar. Kompresor disebut sebagai mesin yang menghasilkan atau menghisap udara dari atmosfer, mengkompresikan udara yang bertekanan serta mengalirkan udara kedalam tabung penampung (tangki udara).

Udara yang bertekanan yang dihasilkan oleh kompresor banyak dipergunakan dalam berbagai industri, seperti instalasi pneumatik, dapur tinggi, industri otomotif.

1.2 Tujuan Perencanaan

Tujuan Perencanaan ini antara lain sebagai berikut :

1.2.1. Tujuan Akademis

Adapun tujuan akademis perencanaan ini adalah sebagai salah satu syarat untuk kelulusan dari program S-1 Univ. Medan Area.

1.2.2. Tujuan Teknis

Adapun yang menjadi tujuan teknis dari perencanaan satu unit kompresor torak dua tingkat ini bagi penulis antara lain :

1. Dapat merencanakan satu unit kompresor torak dua tingkat secara sistematis dan logis.
2. Dapat mengaplikasikan ilmu-ilmu yang telah diperoleh selama pendidikan di Univ. Medan Area serta menambah wawasan dan pengetahuan dalam penyajian suatu karya yang berupa perencanaan yang berbentuk tulisan .
3. Dapat menganalisa dan mengolah data dengan menggunakan teori permesinan dalam perencanaan.

1.3 Alasan Pemilihan Judul

Adapun alasan penulis memilih judul Kompresor Torak adalah :

1. Kompresor ini banyak digunakan dalam berbagai macam kebutuhan kerja industri dewasa ini.

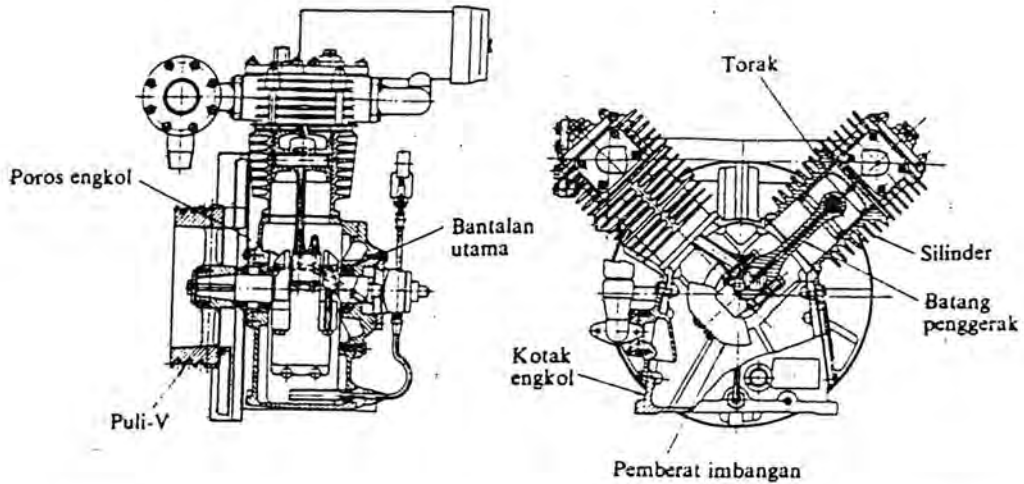
2. Relatif mudah dalam mengoperasikan mesin ini.
3. Mesin ini mempunyai konstruksi yang sangat sederhana.

1.4. Pembatasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu luas maka penulis memberi suatu batasan pada penulisan Tugas Akhir ini yang bertujuan untuk mendapatkan perencanaan yang lebih praktis dan efektif.

Adapun bagian-bagian utama yang akan direncanakan dan diperhitungkan disini adalah :

1. Perencanaan torak.
2. Perencanaan pena torak.
3. Perencanaan batang torak.
4. Perencanaan cincin torak.
5. Perencanaan silinder dan kepala silinder.
6. Perencanaan poros engkol.
7. Perencanaan sabuk.
8. Perencanaan bantalan.
9. Perencanaan tabung udara.



Gambar 1.1 Konstruksi Kompresor Torak Dua Tingkat

1.5 Metode Pengumpulan Data

Dalam Pengumpulan data penulisan Tugas Akhir ini, penulis menggunakan beberapa metode sebagai berikut :

1. Survey Lapangan

Melakukan kegiatan survey untuk melihat secara langsung sistem kerja dari kompresor pada kilang minyak mentah di Pertamina Unit Pengolahan Pangkalan Berandan dan melakukan pengambilan data untuk kelengkapan penulisan Tugas Akhir ini.

2. Studi Pustaka

Mencari dan mempelajari literatur yang berhubungan dengan perencanaan untuk melengkapi penulisan Tugas Akhir ini.

BAB II. TEORI DASAR

2.1 Teori Dasar Kompresor

Kompresor adalah mesin untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor udara biasanya mengisap udara dari atmosfer namun ada pula yang mengisap udara atau gas yang mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Kompresor yang bekerja untuk itu disebut booster atau sebagai penguat. Kompresor yang mengisap udara yang bertekanan lebih rendah dari tekanan atmosfer disebut kompresor kerja vakum.

Kompresor yang bentuknya mudah dipindah-pindahkan (portable) sering digunakan dalam industri-industri kecil atau untuk permesinan yang sering berpindah-pindah tempat.

Kompresor harus dipasang dalam ruangan pada tempat semestinya, dan dapat memberikan peredaman suara terhadap ruangan sebelah luar. Ruangan harus memberikan ventilasi yang cukup, dan udara harus bebas dari debu, dan kotoran lain serta dibuat sekering mungkin dalam arti kelembaban udara sekecil mungkin. Jika temperatur udara yang dihisap tinggi, maka temperatur udara tekan yang dihasilkan akan menjadi tinggi pula. Demikian juga bagian-bagian dari kompresor akan naik temperaturnya.

Pemampatan fluida yaitu gas atau zat cair diterapkan dengan cara yang sama dengan zat padat, tetapi fluida dapat menempati ruang berbentuk apa saja dan dapat mengalir. Selain itu pula fluida memenuhi hukum Pascal, dimana tekanan yang dikenakan pada suatu bagian fluida didalam bejana tertutup akan diteruskan kesegala arah. Kompresor memampatkan udara atau gas .

2.2 Klasifikasi Kompresor

Kompresor terdapat dalam berbagai jenis dan model tergantung volume dan tekanannya. Sebutan kompresor sebenarnya dipakai untuk jenis bertekanan tinggi (lebih besar dari 98 kPa), blower untuk tekanan yang agak rendah (9,8 kPa - 98 kPa), sedangkan fan atau kipas untuk tekanan yang agak rendah. Atas dasar cara pemampatannya kompresor dibagi atas jenis turbo dan jenis perpindahan. Jenis turbo menaikkan tekanan dan kecepatan gas dengan gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh sudu. Jenis perpindahan menaikkan tekanan dengan memperkecil atau memampatkan volume gas yang diisap ke dalam silinder torak.

Menurut Sularso dan Haruo Tahara (1983 : 173), kompresor jenis putar dibagi atas :

1. Jenis Putar

Kompresor jenis putar dibagi atas beberapa jenis :

- Jenis roots
- Sudu luncur
- Screw

2. Jenis bolak-balik

Atas dasar klasifikasi konstruksinya dapat dibagi atas beberapa bagian yaitu :

- a. Klasifikasi berdasarkan jumlah tingkat kompresi : satu tingkat, dua tingkat dan tiga tingkat.
- b. Klasifikasi berdasarkan langkah kerja (pada kompresor torak) : kerja tunggal (single acting), kerja ganda (double acting).
- c. Klasifikasi berdasarkan susunan silinder : mendatar, tegak, bentuk L, bentuk V, bentuk W.
- d. Klasifikasi berdasarkan cara pendinginan : pendinginan air, pendinginan udara.

2.3 Prinsip Kerja Kompresor

Adapun prinsip kerja dari Kompresor Torak Dua Tingkat adalah sebagai berikut :

Pada tingkat I , kompresor ini mengisap udara dari atmosfer dengan tekanan torak , tekanan yang terjadi pada saat kompresi tingkat I dikompresikan ke tingkat II sehingga torak akan menekan dan menghasilkan udara yang lebih besar dibandingkan pada tingkat I.

Tekanan pada silinder pada tingkat I pada saat torak mengisap udara dari atmosfer sebesar $7,13 \text{ N/mm}^2$ dan pada

tingkat II tekanan silinder pada saat terjadi kompresi dari tingkat I menuju tingkat II silinder bertekanan $12,1 \text{ N/mm}^2$. Dengan demikian tekanan kompresi pada tingkat II lebih besar dibandingkan tekanan kompresi tingkat I. Hal ini terjadi disebabkan semakin tinggi tekanan pada silinder semakin kecil pula volume yang dihasilkan. Hal ini disebabkan tekanan berbanding lurus dengan volume.

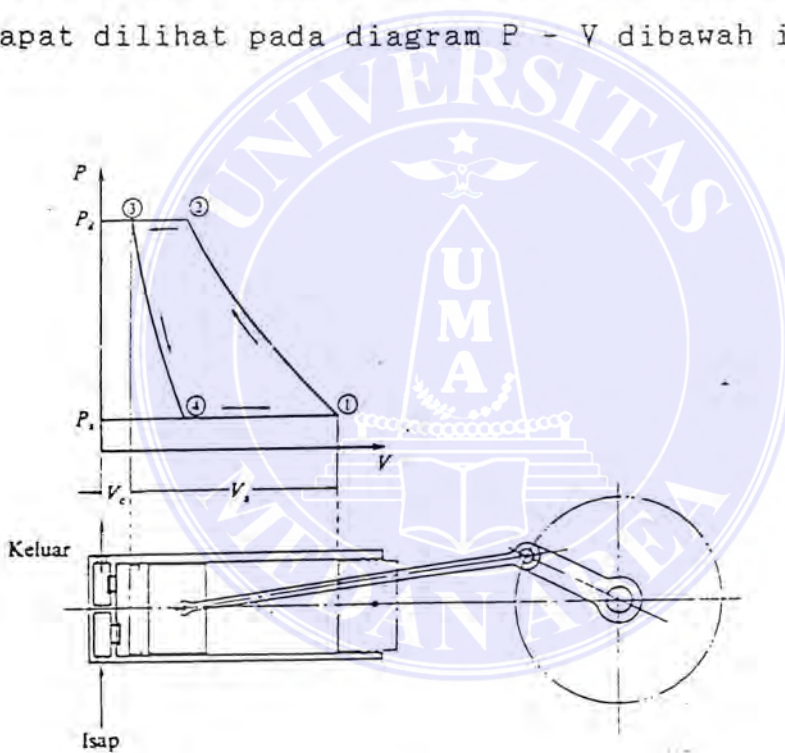
Selanjutnya pada kompresor torak, maju mundur atau naik turunnya torak digerakkan oleh poros engkol dan batang torak yang menerima transmisi daya dan putaran dari motor penggerak.

Pada langkah isap di Kompresor Torak, torak mulai bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah oleh karena adanya tarikan dari poros engkol, hal ini menyebabkan tekanan yang ada didalam ruang silinder menjadi rendah hingga dibawah tekanan atmosfer oleh karena adanya perbedaan tekanan tersebut maka katup isap akan terbuka, udara kemudian masuk kedalam silinder.

Selanjutnya pada langkah kompresi torak bergerak dari titik mati bawah menuju titik mati atas. Akibat desakan dari torak menyebabkan terjadinya pemampatan udara yang ada didalam ruang silinder.

Bila torak bergerak ke atas tekanan di dalam silinder akan naik, maka katup keluar akan terbuka oleh tekanan udara dan udara akan keluar.

Perpindahan torak menyatakan kemampuan teoritis torak menghasilkan volume gas dalam setiap menit. Namun didalam kompresi yang sesungguhnya, volume gas akan dikeluarkan lebih kecil dari pada perpindahan torak. Hal ini dapat dilihat pada diagram P - V dibawah ini :



Gambar 2.1 Diagram P - V Kompresor

Keterangan :

- 4 - 1 : Udara memasuki kompresor
- 1 - 2 : Udara dikompresikan
- 2 - 3 : Udara bertekanan keluar dari kompresor
- 3 - 4 : Garis langkah ekspansi

Seperti pada gambar diatas(gambar 2.1), torak mulai langkah kompresinya pada titik 1. Torak bergerak kekiri dan gas dimampatkan sehingga tekanan naik ke titik 2. Pada titik ini tekanan silinder mencapai harga yang lebih tinggi dari pada tekanan di dalam pipa yang keluar tangki sehingga katup keluar pada kepala silinder akan terbuka. Bila torak terus bergerak kekiri, gas akan terdorong keluar silinder pada tekanan tetap.

Pada titik 3, torak mulai mencapai titik mati atas (TMA) yaitu titik akhir gerakan torak pada langkah kompresi.

Didalam kompresor terdapat tiga cara proses kompresi gas, yaitu kompresi isotermal, kompresi adiabatik, kompresi politropik. Adapun perilaku kompresi masing-masing adalah sebagai berikut :

1. Kompresi isotermal

Bila suatu gas dikompresikan , maka berarti ada energi mekanik yang diberikan dari luar kepada gas. Energi ini diubah menjadi energi panas sehingga tekanan gas akan naik jika tekanan semakin tinggi.

2. Daya Motor : 20 Hp
3. RPM Motor : 1457 - 1749
4. Panjang Langkah Torak (S) : 69,85 mm
5. Diameter Silinder I (D₁) : 152,4 mm
6. diameter Silinder II(D₂) : 114,3 mm
7. Tekanan Output Silinder I (Pd₁) : 7,13 N/mm²
8. Tekanan Output Silinder II (Pd₂): 12,1 N/mm²
9. Debit (Q) : 350 m³/jam
10. Tekanan Tabung Kompresor : 10 bar
 : 1 bar = 0,1 N/mm²
 : 10 bar = 0,1 x 10
 = 1 N/mm²
11. Panjang silinder bore (L) : 87 mm

BAB III DASAR PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan diuraikan mengenai perencanaan dan perhitungan terhadap bagian-bagian utama kompresor torak.

Adapun bagian-bagian utama dari kompresor torak yang direncanakan dan diperhitungkan antara lain : perencanaan torak, perencanaan pena torak, perencanaan batang torak, perencanaan cincin torak, perencanaan silinder dan kepala silinder, perencanaan poros engkol, perencanaan sabuk, perencanaan bantalan, perencanaan tabung udara.

3.1 Efisiensi Adiabatik

Efisiensi kompresor ditentukan oleh beberapa faktor yang mempengaruhi, seperti tahanan aerodinamik di dalam setiap katup, saluran-saluran, pipa-pipa, efektivitas pendinginan, kerugian mekanik dan sebagainya. Oleh karena sulit menentukan secara tepat, maka faktor-faktor tersebut digabungkan dalam efisiensi adiabatik secara keseluruhan. Efisiensi adiabatik keseluruhan didefinisikan sebagai berikut :

$$\eta_{\text{ad}} = \frac{\text{Daya yang diperlukan}}{\text{Daya yang sesungguhnya}}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA ditulis :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penerbitan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s}$$

dimana : η_{ad} = Efisiensi adiabatik keseluruhan

L_{ad} = Daya adiabatik teoritis (kw)

L_s = Daya masuk pada poros (kw)

Menurut Sularso dan Haruo Tahara (1983 : 190), daya motor penggerak kompresor diambil sebesar (5-10%) diatas daya yang masuk pada poros.

Seperti yang dijelaskan dalam proses adiabatik, tidak ada panas yang masuk dan keluar sehingga kerja yang diberikan dalam proses akan dipakai untuk menaikkan temperatur.

Menurut Sularso dan Haruo Tahara, Pompa dan Kompresor (1994 : 187) volume langkah torak dapat dihitung dengan persamaan

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S$$

dimana : V_s = volume langkah torak

D = diameter silinder = 152,4 mm

S = panjang langkah torak = 69,85 mm

maka volume langkah torak dapat diperoleh :

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{3,14}{4} \cdot 152,4^2 \cdot 69,85 \\ &= 1273520,67 \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 1273,52 \text{ cm}^3/\text{min} \end{aligned}$$

Artinya : setiap langkah kompresi yang dilakukan dalam setiap putaran poros engkol akan memampatkan volume gas sebesar Vs. Jumlah volume gas yang dimampatkan setiap menit dikatakan perpindahan torak.

Selanjutnya volume perpindahan torak sisa dapat dihitung menggunakan rumus :

$$Vd_1 = \frac{\pi}{4} D^2 (L - S)$$

dimana : Vd_1 = volume perpindahan torak sisa

D = diameter silinder = 152,4 mm

S = panjang langkah torak = 69,85 mm

L = panjang silinder bore = 87 mm

Jadi menurut rumus diatas dapat diperoleh :

$$\begin{aligned} Vd_1 &= \frac{\pi}{4} 152,4^2 (87 - 69,85) \cdot 10^{-3} \\ &= 0,785 \cdot 23225,76 \cdot (17,15) \cdot 10^{-3} \\ &= 0,785 \cdot 23,22 (17,15) \\ &= 312,60 \text{ cm}^3/\text{min} \end{aligned}$$

3.2 Perencanaan Torak

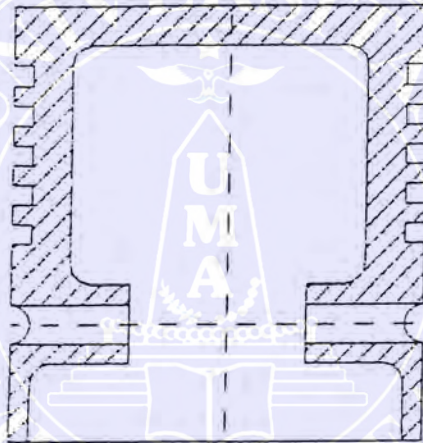
Torak merupakan bagian terpenting pada kompresor yang berfungsi sebagai pengubah energi mekanis yang diberikan motor penggerak menjadi tekanan. Dalam hal ini gerak rotasi pada poros engkol melalui batang torak diubah menjadi gerak translasi pada torak. Torak bergerak

UNIVERSITAS MEDAN AREA

bolak-balik dari titik mati atas ke titik mati bawah atau sebaliknya.

Mengingat hal tersebut, maka torak harus memenuhi syarat sebagai berikut :

- Berat jenis relatif harus kecil
- Tahan terhadap temperatur dan tekanan tinggi
- Tahan terhadap gesekan dan tidak mudah cepat aus
- Memiliki sifat penghantar panas yang baik



Gambar 3.1 Torak

Oleh karena itu bahan torak biasanya merupakan logam paduan dan yang paling umum digunakan adalah alumunium. Dalam perencanaan ini bahan yang direncanakan adalah paduan alumunium jenis 142-T21. Menurut Baumeister Theodore, Standard Hand Book for Mechanical Engineers, (1978 :66-77), maka :

- Tegangan tarik : $130,26 \text{ N/mm}^2$
- Faktor keamanan : 6

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

$$\begin{aligned} \text{maka : } \bar{\sigma} &= \sigma_t/v \\ &= 130,26/6 \\ &= 21,71 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

3.2.1 Tebal Kepala Torak

Menurut Malev, V.L, Internal Combustion Engine, untuk menentukan tebal kepala torak pada silinder dapat digunakan persamaan :

$$t_1 = 0,43 \cdot D \sqrt{P/Sa}$$

dimana : t_1 = tebal kepala torak

$$D = \text{diameter silinder} = 152,4 \text{ mm}$$

$$P = \text{tekanan output kompresor} = 7,13 \text{ N/mm}^2$$

$$Sa = \bar{\sigma} = \text{tegangan izin bahan} = 21,71 \text{ N/mm}^2$$

$$\begin{aligned} t_1 &= 0,43 \cdot 152,4 \sqrt{7,13/21,71} \\ &= 65,53 \cdot 0,57 \\ &= 37,35 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.2 Diameter Torak

Perbedaan temperatur yang timbul pada torak dapat menyebabkan diameter torak bertambah besar sehingga untuk mendapatkan diameter torak, ukuran yang dipakai torak harus lebih kecil dari pada diameter silinder.

Menurut Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine (1974: 369) maka dapat diperoleh persamaan :

$$\Delta D = \alpha \cdot D \cdot T$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\Delta D = \alpha \cdot D \cdot T$$

dimana : α = koefisien muai untuk alumunium = $2,4 \cdot 10^{-5}$

t = temperatur kepala torak = $315,156 \text{ }^{\circ}\text{C}$

D = diameter silinder bore :

$$\begin{aligned}\Delta D &= 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot 65 \cdot 315,156 \\ &= 0,49 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan demikian harga diameter torak adalah :

$$\begin{aligned}D_p &= D - \Delta D \\ &= 65 - 0,49 \\ &= 64,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

3.2.3 Tebal Dinding Torak Bagian Atas (t_2)

Menurut Malev V.L., Internal Combustion Engine (1945: 501). Tebal dinding torak bagian atas dapat dihitung dengan persamaan :

$$t_2 = 0,18 + 0,033 \cdot b$$

dimana : D = diameter silinder bore

b = lebar cincin torak + $1/64$ inch

b_1 = kedalam alur pada torak (inch)

Dalam alur ring pada torak (inch) (b_1), menurut Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine (1974 : 373) dapat dihitung dengan persamaan :

$$b_1 = (0,029 - 0,033)$$

maka dapat diperoleh :

$$\begin{aligned} b_1 &= 0,033 \cdot D \\ &= 0,033 \cdot 152,4 \\ &= 5,029 \text{ mm} \\ &\approx 0,19 \text{ inch} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{maka : } b &= 0,198 + 0,0156 \\ &= 0,2136 \text{ inch} \\ &= 5,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka tebal dinding torak bagian atas adalah :

$$\begin{aligned} t_2 &= 0,18 + 0,033 + 5,4 \\ &= 5,61 \text{ inch} \\ &= 2,18 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.4 Tebal Dinding Torak Bagian Bawah (t_3)

Menurut Malev V.L., Internal Combustion Engine (1945 : 501) ketebalan torak bagian atas dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$t_3 = (0,25 - 0,35) t_2$$

maka diperoleh :

$$\begin{aligned} t_3 &= 0,35 \cdot 14,47 \\ &= 5,06 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.5 Jarak Ring Kompresi Ke Puncak Torak (S)

Menurut Malev V.L., Marine Combustion Engine (1945 : 506), jarak ring kompresi ke puncak torak dapat dihitung

dengan menggunakan persamaan :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\begin{aligned}
 S &= 1,2 \cdot t_1 \\
 &= 1,2 \cdot 37,35 \\
 &= 44,82 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.6 Jarak Tumpuan Torak

Menurut Lichty L.C, Internal Combustion Engine(51 : 546), jarak tumpuan torak dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$B = 0,5 D_p$$

maka :

$$\begin{aligned}
 B &= 0,5 \cdot 64,5 \\
 &= 32,25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.7 Diameter Luar Torak

Dudukan torak menerima pembebanan geser, karena pembebanan simetris, maka untuk masing-masing dudukan gaya yang bekerja adalah :

$$F = \frac{F_{tot}}{2}$$

dimana : F = gaya yang diterima masing-masing dudukan

F_{tot} = gaya keseluruhan

$$\begin{aligned}
 \text{dimana : } F_{tot} &= P d_1 \cdot A \\
 &= 7,13 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 64,5^2 \\
 &= 23285,12 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{F_{tot}}{2} \\
 &= \frac{23285,12}{2} \\
 &= 11642,56 \text{ N}
 \end{aligned}$$

3.2.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Berat jenis rendah ($\rho = 2,7 - 2,85 \text{ kg/dm}^3$) dan kekuatan yang relatif tinggi dari paduan aluminium adalah faktor-faktor yang menyebabkan penggunaan untuk motor bergerak (mobil) dan alat-alat rumah tangga serta untuk bagian-bagian yang bergerak cepat, piston (torak) dan batang engkol. Juga digunakan untuk rumah (housing) dan pembalutan (clodding), yakni bagian yang tidak memerlukan kekuatan yang penuh. Ini dapat dilakukan bila pengurangan bobot dapat dilakukan bila pengurangan bobot dapat menutupi perbedaan harga dengan penggunaan baja dan besi cor.

3.2.3 Pemeriksaan Kekuatan Torak

Menurut Ilmu Kekuatan Bahan, Jilid II, Course Note, PEDC(1985:72) pemeriksaan kekuatan torak dapat menggunakan persamaan

$$\tau_g = (0,5 - 0,8) \cdot \sigma_t$$

dimana :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
 Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$\bar{\sigma}_t$ = tegangan tarik izin

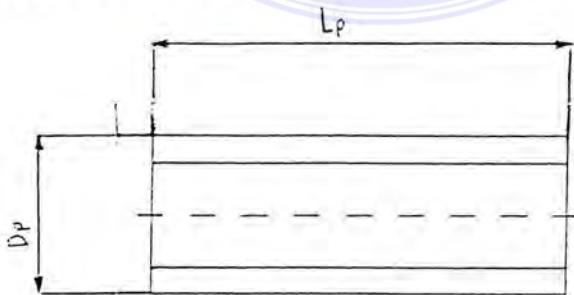
maka :

$$\begin{aligned} \tau_g &= 0,75 \cdot 30,31 \\ &= 22,73 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan tarik yang terjadi adalah sebesar 21,71 N/mm² dan tegangan tarik izin bahan yang terjadi 22,73 N/mm² (21,71 < 22,73) N/mm² , maka konstruksi aman.

Sedangkan diameter luar yang direncanakan adalah 46 mm, dan diameter dalam adalah 38 mm.

3.3 Perencanaan Pena Torak



Gambar 3.2 Pena Torak

l_p = panjang pena torak

Pena torak berfungsi sebagai penghubung batang torak dengan torak ataupun sebagai pengikat batang torak pada torak. Karena pena torak ini turut bergerak, maka bahan pena torak diusahakan seringan mungkin, tetapi harus cukup kuat karena pena torak mengalami gesekan disamping menerima gaya yang terjadi pada torak.

3.3.1 Panjang Pena Torak (l_p)

Menurut P.M. Helldt, High Speed Combustion Engine panjang pena torak dapat dihitung menggunakan persamaan

$$l_p = 0,85 D_p$$

dimana : l_p = panjang pena torak

D_p = diameter torak

maka :

$$\begin{aligned} l_p &= 0,85 \cdot 64,5 \\ &= 55,82 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan jarak tumpuan pena torak yang diperoleh dari hasil perhitungan yaitu 32,25 mm. Sedangkan diameter luar torak yang direncanakan adalah 38 mm dengan diameter dalam 25 mm.

UNIVERSITAS MEDAN AREA bekerja terhadap pena torak adalah

~~juga gaya reaksi yang bekerja terhadap permukaan torak.~~

Menurut Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine (1974 : 372) untuk menghitung gaya reaksi yang bekerja pada pena torak dapat menggunakan persamaan :

$$F = P_{d1} \cdot A$$

dimana :

F = gaya reaksi dari tekanan maksimum

P_{d1} = tekanan output kompresor

$$= 7,13 \text{ N/mm}^2$$

A = luas permukaan torak

$$A = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

$$= \frac{\pi \cdot 64,5^2}{4}$$

$$= 3265,79 \text{ mm}^2$$

$$\text{maka : } F = 7,13 \cdot 3265,79$$

$$= 23285,08 \text{ N}$$

Menurut Malev V.L, Internal Combustion Engine (1945: 503) momen bengkok maksimum dapat dihitung menggunakan persamaan

$$M_b = \frac{F \cdot D_p}{8}$$

dimana : M_b = momen bengkok

D_p = diameter torak

$$\text{maka : } M_b = \frac{23285,08 \cdot 64,5}{8}$$

$$= 186285,95 \text{ N mm}$$

dimana : Mb = momen bengkok

Dp = diameter torak

$$\begin{aligned} \text{maka : } Mb &= \frac{23285,08 \cdot 64,5}{8} \\ &= 187735,95 \text{ N mm} \end{aligned}$$

sedangkan momen tahanan bengkok dapat dihitung :

$$\begin{aligned} Wb &= \frac{\pi (d_1^4 - d_2^4)}{32} \\ &= \frac{3,14 (38^4 - 25^4)}{32} \\ &= \frac{3,14 (2085136 - 390621)}{32} \\ &= 166274,28 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

sehingga tegangan bengkok yang terjadi :

$$\begin{aligned} \sigma_b &= Mb/Wb \\ &= 187735,95 / 166274,28 \\ &= 1,12 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, maka bahan yang direncanakan untuk pena torak ini adalah SNC 21.

3.3.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Pada bahan yang digunakan dalam perencanaan ini mempunyai spesifikasi sifat yang khusus, antara lain :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

sifat lentur yang sangat baik, mempunyai sifat perlakuan panas yang baik, tidak getas dan sangat ulet

3.3.3 Pemeriksaan Kekuatan Pena Torak

Gaya reaksi yang terjadi terhadap pena torak adalah gaya reaksi yang bekerja terhadap permukaan torak.

Untuk menghitung gaya pada permukaan torak dapat menggunakan persamaan :

$$F_p = P \cdot A$$

dimana : F_p = gaya permukaan (N)

$$P = \text{tekanan output kompresor} = 7,13 \text{ N/mm}^2$$

$$A = \text{luas permukaan torak}$$

$$= \frac{1}{4} \pi \cdot D_p^2$$

$$= \frac{3,14}{4} \cdot 64,5^2 = 0,785 \cdot 4160,25$$

$$= 3265,79 \text{ mm}^2$$

maka :

$$F_p = 7,13 \cdot 3265,79$$

$$= 23285,08 \text{ N}$$

a. Pemeriksaan Tegangan Geser Bahan.

Pada gaya yang terjadi pada pena torak didapat sebesar 23285,08 N, maka tegangan geser pada bahan dapat dihitung

$$\tau_g = F/A$$

dimana :

$$\tau_g = \text{tegangan geser pada bahan}$$

$$F_p = \text{gaya pada pena torak}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$= 23285,08 \text{ N}$$

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$A = \text{luas penampang pena torak}$$

$$= 3265,79 \text{ mm}^2$$

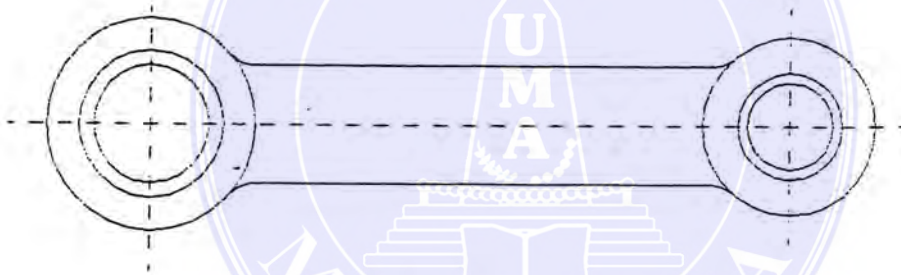
maka :

$$\sigma = F/A$$

$$= 23285,08/3265,79$$

$$= 7,12 \text{ N/mm}^2$$

3.4 Perencanaan Batang Torak



Gambar 3.3 Batang Torak

Batang torak adalah bagian dari mesin kompresor yang dipergunakan untuk menghubungkan torak dengan poros engkol sehingga daya dapat ditransmisikan ke torak. Gerakan bolak-balik ini di dalam silinder tergantung dari gas dapat dimampatkan pada tekanan tertentu.

Batang torak merupakan penghubung torak dengan poros engkol untuk menggerakkan torak naik dan turun pada kompresor.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

Dengan demikian, batang torak turut menerima gaya reaksi dari tekanan gas, disamping gaya inersia yang timbul.

Bahan batang torak yang digunakan adalah bahan yang ringan dan sanggup menerima beban yang bekerja. Dengan bahan yang ringan, diharapkan pengaruh gaya inersia dapat dikurangi. Disamping ringan dan kuat, bahan batang torak harus memiliki sifat penghantar panas yang baik. Untuk itu bahan batang torak yang direncanakan disini adalah *paduan nikel chrom* dengan data sebagai berikut :

Tegangan Tarik : 930 Mpa

Relative Density : 7,8 kg/m³

Modulus Elastisitas : 30000 psi

Dengan memberikan faktor keamanan 8, karena menanggung beban dinamis, maka diperoleh tegangan maksimum yang diizinkan adalah 116,25 Mpa.

Menurut Malev V.L., *Internal Combustion Engine* (1945 : 517), maka panjang batang torak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\text{Panjang Batang Torak (L)} = 4 \cdot r$$

dimana :

$$r = \text{jari-jari poros engkol}$$

$$= 0,5 \cdot 69,85$$

$$= 34,92 \text{ mm}$$

$$L = \text{panjang batang torak}$$

maka :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

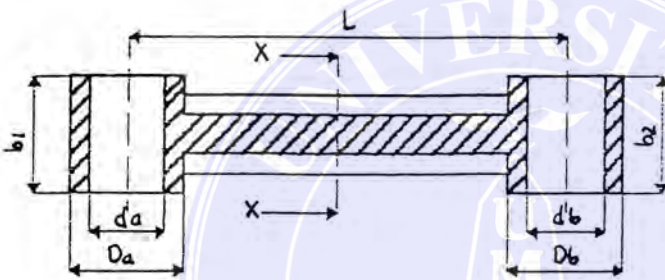
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

maka :

$$\begin{aligned}
 L &= 4 \cdot r \\
 &= 4 \cdot 34,92 \\
 &= 139,68 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.4.1 Ukuran Kepala Kecil Batang Torak

a. Dimensi Kepala Kecil Batang Torak



Gambar 3.4 Diameter Kepala Kecil Batang Torak

Menurut Malev V.L., Internal Combustion Engine (1945 : 429), maka untuk menghitung diameter dalam kepala kecil batang torak dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan dibawah ini :

$$d_a = d_1 + 2tb$$

dimana : d_1 = diameter luar pena torak

tb = tebal bushing

Menurut Malev V.L., Internal Combustion Engine (1945 : 429),maka untuk menghitung tebal bushing dapat menggunakan persamaan :

$$tb = 0,1 d_1$$

dimana : tb = tebal bushing

d_1 = diameter luar pena torak
= direncanakan 38 mm

maka :

$$\begin{aligned} tb &= 0,1 \cdot 38 \\ &= 3,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} d_a &= d_1 + 2 \cdot tb \\ &= 38 + 2 \cdot 3,8 \\ &= 45,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan diameter luar kepala batang torak (D_a) direncanakan sebesar 54 mm.

Lebar kepala kecil batang torak (b_1) direncanakan sebesar 44 mm.

b. Dimensi Kepala Besar Batang Torak

Adapun diameter dalam dari kepala besar batang torak (d_b) adalah 20% — 30% lebih besar dari diameter kepala kecil batang torak.

$$\begin{aligned} d_b &= d_a + 0,3 d_a \\ &= 45,6 + 0,3 \cdot 45,6 \\ &= 59,28 \text{ mm} \end{aligned}$$

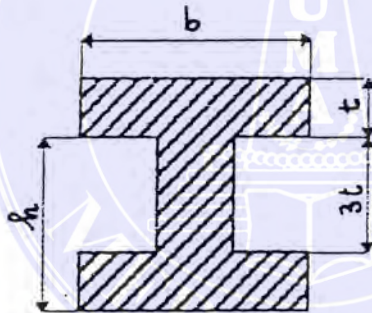
Tebal bushing untuk kepala besar batang torak adalah

$$\begin{aligned} tb &= 0,1 \cdot d_b \\ &= 0,1 \cdot 59,28 \\ &= 5,92 \text{ mm} \end{aligned}$$

Menurut Malev V.L, Internal Combustion Engine (1945 : 487), maka untuk menghitung lebar kepala besar batang torak menggunakan perbandingan l_o/d_o yang mempunyai range berkisar antara 0,6 — 1,5, dalam hal ini $l_o = b_o$, merupakan lebar kepala batang torak, $d_o = d_b$, merupakan diameter pena torak.

$$\begin{aligned} \text{maka} \quad : \quad l_o &= 1,2 \cdot d_b \\ &= 1,2 \cdot 59,28 \\ &= 71,13 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Ukuran penampang batang torak



Gambar 3.5 ukuran penampang batang torak

Untuk mencari penampang batang torak dipakai rumus empiris. Menurut R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, Machine Design (1982 : 517), maka telah ditentukan bahwa :

$b = 4t$ dan $h = 5t$. Sedangkan harga t (tebal batang torak) itu sendiri direncanakan 8 mm, sehingga diperoleh $b = 32$ mm dan $h = 40$ mm.

Menurut M. Kovack (1979 : 553) dapat dihitung dengan

UNIVERSITAS MEDAN AREA
 menggunakan persamaan :

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

$$A = 2 \cdot b \cdot t + (h - 2 \cdot t) \cdot t$$

dimana : t = tebal batang torak = 8 mm

b = lebar batang torak = 32 mm

h = tinggi batang torak = 40 mm

$$\begin{aligned} \text{maka : } A &= 2 \cdot 32 \cdot 8 + (40 - 2 \cdot 8) \cdot 8 \\ &= 512 + (40 - 16) \cdot 8 \\ &= 512 + (24) \cdot 8 \\ &= 512 + 192 \\ &= 704 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

d. Volume dan Berat Batang Torak

Untuk mencari volume dan berat batang torak yang sesungguhnya adalah tidak mungkin, hanya diadakan perhitungan yang mendekati sebenarnya.

Untuk volume batang torak kecil :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi}{4} (D_a^2 - d_a^2) b_1 \\ &= \frac{\pi}{4} [(54^2 \cdot 10^{-1})^2 - (45,6^2 \cdot 10^{-1})^2] \cdot 44 \cdot 10^{-1} \\ &= \frac{\pi}{4} (2916 - 2079,36) \cdot 44 \cdot 10^{-3} \\ &= 0,785 (836,64) \cdot 44 \cdot 10^{-3} \\ &= 28,89 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Untuk volume batang torak kepala besar :

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{\pi}{4} (D_b^2 - d_b^2) \cdot b_2 \\ &= \frac{3,14}{4} [(82 \cdot 10^{-1})^2 - (59,28 \cdot 10^{-1})^2] \cdot 71,13 \cdot 10^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,785 (6724 - 3514,11) \cdot 71,13 \cdot 10^{-3} \\
 &= 0,785 \cdot 3209,89 \cdot 71,13 \cdot 10^{-3} \\
 &= 179,23 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Untuk volume batang torak itu sendiri adalah :

$$V_3 = A \cdot L$$

$$\begin{aligned}
 \text{dimana : } A &= (t \cdot 4t) \cdot 2 + 3 \cdot t^2 \\
 &= 11 t^2
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 V_3 &= (11 \cdot 8^2) \cdot 139,68 \cdot 10^{-3} \\
 &= 98,33 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

maka volume total dari batang torak adalah :

$$\begin{aligned}
 V_{\text{tot}} &= V_1 + V_2 + V_3 \\
 &= 28,89 + 179,23 + 98,33 \\
 &= 306,45 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

3.4.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Bahan yang digunakan dalam perencanaan ini mempunyai paduan yang terdiri 20% Cr dan 80% Ni dan telah banyak digunakan untuk komponen yang bergerak (mobil), tahan korosi, merupakan logam yang memberikan lapisan pelindung yang halus pada permukaannya.

3.4.3 Pemeriksaan Kekuatan Batang Torak

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

Batang torak akan mengalami gaya inersia akibat gerak bolak-balik dari torak.

a. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Buckling

Pemeriksaan terhadap kekuatan batang torak bukan hanya disebabkan oleh tekanan gas dan gaya inersia. Namun, tekanan gas juga dapat mengakibatkan gaya tekuk atau gaya buckling.

Menurut Lichty L.C, Internal Combustion Engine (1951:552) tegangan buckling dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\sigma_b = \frac{F_p}{A} \left(1 + \frac{K \cdot l^2}{\rho^2} \right)$$

dimana :

$$F_p = \text{gaya akibat tekanan gas maksimum} \\ = 23285,08 \text{ N}$$

$$A = \text{luas penampang batang torak} = 704 \text{ mm}^2$$

$$K = \text{faktor konstanta} = 1,6 \cdot 10^{-4}$$

$$l = \text{panjang batang torak} = 139,68 \text{ mm}$$

$$\rho = \text{jari-jari girasi pada pusat batang}$$

untuk menentukan ρ , dapat menggunakan persamaan :

$$\rho^2 = \frac{b \cdot h^3}{12} \cdot \frac{(b-t)(h-2t)^3}{bh - (b-t)(h-2t)}$$

$$\text{maka : } \rho^2 = \frac{32 \cdot 40^3}{12 \cdot 32} \cdot \frac{(32-8)(40-2 \cdot 8)^3}{40 - (32-8)(40-2 \cdot 8)}$$

$$= \frac{32 \cdot 64000 \cdot (24) \cdot (13824)}{384 \cdot 40 - (24) \cdot (24)}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$= \frac{6,79 \cdot 10^{11}}{14784}$$

$$\rho^2 = 45928030,3$$

sehingga :

$$\sigma_b = \frac{23285,08}{704} \left(1 + \frac{1,6 \cdot 10^{-4} \cdot 139,68^2}{45928030,3}\right)$$

$$= 33,07 \left(1 + \frac{1,6 \cdot 10^{-4} \cdot 19510,50}{45928030,3}\right)$$

$$= 33,07 (32,21)$$

$$= 1065,18 \text{ kg/mm}^2$$

b. Pemeriksaan Kekuatan Akibat Gaya Maksimum Yang Terjadi
Pemeriksaan silinder terhadap luas penampang terkecil pada batang torak dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$\tau = F_p/A$$

dimana :

τ = gaya maksimum

A = luas penampang batang torak = 704 mm

F_p = gaya akibat tekanan gas maksimum = 23285,08 N

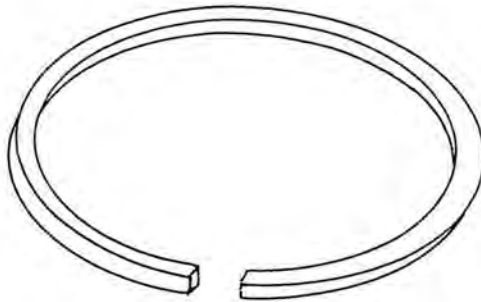
maka :

$$\tau = F_p/A$$

$$= 23285,08/704$$

$$= 33,07 \text{ N/mm}^2$$

3.5 Perencanaan Cincin Torak



Gambar 3. 6 Cincin Torak

keterangan :

t = tebal cincin torak

D = diameter silinder

C = jarak kedua ujung cincin dalam keadaan bebas

Cincin torak adalah termasuk perlengkapan torak. Pada umumnya sebuah torak minimal memiliki dua buah cincin. Cincin bagian bawah disebut cincin minyak yang berfungsi sebagai pelumas untuk dinding torak dan silinder. Dalam perencanaan ini ditinjau hanya cincin torak yaitu cincin bagian atas.

Fungsi dari cincin torak terutama adalah untuk mencegah terjadinya kebocoran gas. Namun selain itu, cincin torak dapat juga berfungsi untuk memindahkan panas dari torak ke silinder. Peninjauan terhadap cincin kompresi disebabkan cincin inilah yang langsung menerima tegangan yang disebabkan oleh tegangan gas. Bahan yang

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

direncanakan untuk bagian ini adalah bahan cast iron dengan tegangan bengkok izin 1800 N/mm^2 .

3.5.1 Cincin Kompresi

a. Lebar Cincin Torak

Menurut Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine (1974 : 373), maka lebar cincin torak (b) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$b = (0,029 \text{ — } 0,033) \cdot D$$

dimana : b = lebar cincin torak

D = diameter silinder

$$= 152,4 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{maka : } b &= 0,033 \cdot 152,4 \\ &= 5,02 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Tebal Cincin Torak (h)

Menurut Malev, V.L, Internal Combustion Engine, maka tebal cincin torak (h) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$h = (0,6 \text{ — } 1,0) \cdot b$$

dimana :

h = tebal cincin torak

b = lebar cincin torak

maka :

$$\begin{aligned} h &= 1. \ 5,02 \\ &= 5,02 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Jarak Antara Kedua Ujung Cincin Dalam Keadaan Bebas

Menurut Malev, V.L, Internal Combustion Engine (1945 : 506), jarak antara kedua ujung cincin dalam keadaan bebas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$c = (3,5 - 4) \cdot b$$

dimana : c = jarak antara kedua ujung cincin

b = lebar cincin torak

maka :

$$\begin{aligned} c &= 4. \ 5,02 \\ &= 20,08 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.5.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Unsur-unsur paduan pada besi tuang ini dapat memperbaiki sifat-sifat mekanik dan untuk memberikan sifat-sifat khusus seperti ketahanan korosi, ketahanan panas dan kemagnitan. Sifat pertama pada umumnya didapat dengan paduan rendah sedangkan yang terakhir melibatkan beberapa unsur yang khusus.

Besi tuang ini mempunyai kekuatan tarik yang lebih baik dengan menambahkan Ni, Cr, Mo, dsb. Besi tuang ini dipakai untuk silinder motor, rol dan sebagainya.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

3.5.3 Pemeriksaan Kekuatan Cincin Torak

Menurut Clumsky Vladimir, Reciprocating and Rotary Compressor (1965 : 178), maka untuk menentukan momen lengkung maksimum yang terjadi dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$M_o = b \cdot D \cdot P_v \cdot D/2$$

dimana : M_o = momen lengkung maksimum

D = diameter silinder = 152,4 mm

b = tebal cincin torak = 5,02 mm

P_v = tekanan spesifik permukaan cincin torak

= 0,5 kg/cm² (Menurut Petrovsky, Marine

Internal Combustion Engine (1974 : 374)

maka : $M_o = 5,02 \cdot 152,4 \cdot 0,5 \cdot 152,4/2$

= 29148,32 N mm.

Momen perlawanan lengkung (W_o) :

$$W_o = \frac{b \cdot t^2}{6}$$

$$= \frac{5,02 \cdot 5,02^2}{6}$$

$$= 21,08 \text{ mm}^3$$

Tegangan lengkung yang terjadi (σ_l) pada cincin torak :

$$\sigma_l = M_o/W_o$$

$$= 29148,32/21,08$$

$$= 1382,74 \text{ N/mm}^2$$

Bahan yang digunakan pada perencanaan cincin torak ini adalah cast iron dengan tegangan ijin sebesar 1800 N/mm^2 .

maka : tegangan ijin bahan lebih besar dari pada tegangan ijin yang sebenarnya ($1382,74 < 1800$) N/mm^2 , maka cincin torak aman digunakan.

3.6 Perencanaan silinder dan kepala silinder

Silinder merupakan salah satu bagian utama dari kompresor, dimana didalam silinder terdapat torak yang bergerak naik dan turun mengisap dan mengkompresikan udara di dalam silinder.

Silinder yang baik harus mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

- Tahan terhadap gesekan
- Tahan terhadap temperatur dan tekanan tinggi
- Memiliki konduktivitas yang baik
- Memiliki koefisien muai yang kecil
- Mudah dituang

Berdasarkan sifat-sifat tersebut diatas, maka dalam perencanaan ini dipilih bahan silinder dari gray cast iron jenis SAE - 122, dengan tegangan tarik sebesar 4500 N/mm^2 , dengan faktor keamanan 6. (Menurut Parker, Earl.R, Material Data Book for Engineer and scientist,(1967:63),

UNIVERSITAS MEDAN AREA

maka tegangan ijin bahan dapat ditentukan :

Document Accepted 4/1/24

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

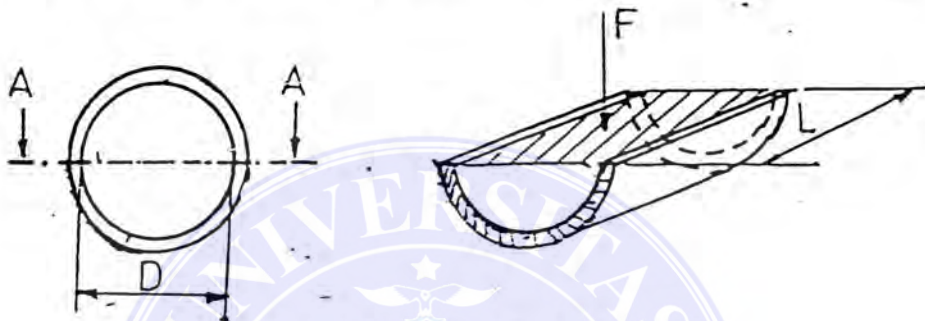
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

$$\begin{aligned} \bar{\sigma} &= \sigma t / v \\ &= 4500 / 6 \\ &= 750 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

a. Tebal Dinding Silinder (t)



Gambar 3.7 Penampang silinder

Menurut Clumsky Vladimir, reciprocating and rotary compresor, 1965 : 143), maka untuk menghitung tebal dinding silinder dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot Sa} + a$$

dimana : P = tekanan output kompresor

$$= 7,13 \text{ N/mm}^2$$

$$D = \text{diameter silinder} = 152,4 \text{ mm}$$

$$Sa = \text{tegangan ijin bahan} = 21,71 \text{ N/mm}^2$$

a = weakness factor of wall, untuk pengerjaan reboring pada cast iron, $5/32(\text{inch}) = 0,4 \text{ cm}$

maka :

$$UNIVERSITAS MEDAN AREA \quad t = \frac{7,13 \cdot 152,4}{2 \cdot 21,71} + 0,4$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1086,61}{646,62} + 0,4 \\
 &= 1,68 + 0,4 \\
 &= 2,08 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

b. Baut dan Mur Pengikat Kepala Silinder

Menurut Malev, V.L Internal Combustion Engine(1945 :417), banyaknya baut yang diperlukan untuk mengikat kepala silinder dapat dicari dengan persamaan :

$$i = 0,38 \cdot D + 4$$

dimana :

i = jumlah baut yang diperlukan

D = diameter dalam silinder (inchi)

$$= 70/25,4$$

$$= 3 \text{ inchi}$$

$$\text{maka : } i = 0,38 \cdot 3 + 4$$

$$= 5,1$$

$$\approx 5 \text{ buah}$$

Gaya maksimum akibat tekanan gas saat kompresi :

$$F = P \cdot A$$

dimana :

F = gaya maksimum yang terjadi saat kompresi

P = tekanan output kompresor = 7,13 N/mm²

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$\begin{aligned}
 A &= \text{luas silinder} \\
 &= \pi/4 \cdot 70^2 \\
 &= 3846,5 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 F &= 7,13 \cdot 3846,5 \\
 &= 27425,54 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sehingga gaya yang diterima oleh masing-masing baut dapat dicari yaitu :

$$\begin{aligned}
 W &= F/i \\
 &= 27425,54/5 \\
 &= 5485,10 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Bahan direncanakan untuk baut terbuat dari bahan AISI 201 dengan tegangan tarik (σ_t) 105,40 N/mm² dengan faktor keamanan (V) = 6, maka tegangan tarik izin diperoleh:

$$\begin{aligned}
 \bar{\sigma}_t &= \frac{105,40}{6} \\
 &= 17,57 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

serta diasumsikan tegangan geser izin

$$\begin{aligned}
 \bar{\tau}_g &= \frac{\sigma_t}{v} \\
 &= \frac{17,57}{6} \\
 &= 2,92 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Menurut Sularso dan Kiyokatsu S. Elemen Mesin (1983 : 296), maka diameter baut dapat dicari dengan menggunakan

persamaan :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$d = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \sigma_t \cdot 0,64}$$

dimana : d = diameter baut

W = gaya yang diterima oleh baut

maka :

$$\begin{aligned} d &= \frac{4 \cdot 54,9}{3,14 \cdot 17,57 \cdot 0,64} \\ &= \frac{219,6}{35,30} \\ &= 6,22 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.6.1 Analisa Bahan Yang Digunakan

Bahan yang digunakan jenis AISI 201 merupakan salah satu jenis besi tuang. Bahan ini mempunyai komposisi karbon 2% atau lebih, tetapi besi tuang ini terdiri dari beberapa komponen yang banyak mengandung Si, Mn, P, S dan unsur-unsur lainnya.

3.6.2 Pemeriksaan Kekuatan Silinder

Pada dinding silinder timbul tegangan pada silinder. Tegangan ini disebut tegangan tangensial(S), dimana besar tegangan dapat ditentukan menurut rumus :

$$S = \frac{P \{ (1 - u) \cdot d_i^2 + (1 + u) \cdot d_o^2 \}}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

dimana :

S = tegangan tangensial

$$P = \text{tekanan output kompresor} = 7,13 \text{ N/mm}^2$$

$$\mu = \text{poison ratio, (0,27 untuk gray cast iron)}$$

$$d_i = \text{diameter dalam silinder} = 152,4 \text{ mm}$$

$$d_o = \text{diameter luar silinder}$$

$$= d_i + 2 t$$

$$= 152,4 + 2 \cdot 2,08$$

$$= 152,4 + 4,16$$

$$= 156,56 \text{ mm}$$

maka :

$$S = \frac{7,13 \{ (1 - 0,27)152,4^2 + (1 + 0,27) \cdot 156,56 \}}{(156,56^2 - 152,4^2)}$$

$$= \frac{7,13 \{ (0,73) \cdot 23225,76 + 1,27 \cdot 156,56 \}}{(24511,03 - 23225,76)}$$

$$= \frac{120887,75 + 198,83}{(1285,27)}$$

$$= \frac{121086,58}{1286,27}$$

$$= 94,13 \text{ kg/mm}^2$$

3.7 Kepala Silinder

Dalam perencanaan ini diambil bahan kepala silinder sama dengan dinding silinder, ini berarti sifat-sifat mekanis dan komposisinya juga sama.

3.7.1 Tebal Kepala Silinder

Tebal silinder dapat ditentukan menurut persamaan

Malay V.I. Internal Combustion Engine (1945 : 415):

$$t = C \cdot D \sqrt{P/Sa}$$

dimana : t = tebal kepala silinder

C = konstanta, digunakan 0,31

Sa = tegangan ijin bahan = $21,71 \text{ N/mm}^2$

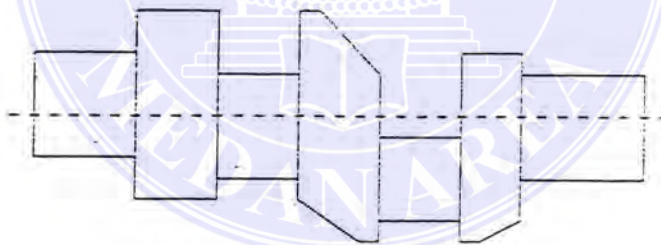
D = diameter silinder = $152,4 \text{ mm}$

P = tekanan output kompresor = $7,13 \text{ N/mm}^2$

maka :

$$\begin{aligned} t &= 0,31 \cdot 152,4 \sqrt{7,13/21,71} \\ &= 0,31 \cdot 152,4 \cdot 0,57 \\ &= 26,92 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.8 Perencanaan Poros Engkol



Gambar 3.8 Poros Engkol

Poros engkol atau crankshaft adalah alat yang berfungsi sebagai perubah gerakan lurus pada torak menjadi gerak putar (rotasi) menjadi gerakan perpindahan (translasi) pada poros engkol, dimana keduanya ditumpu oleh bantalan.

Poros engkol dapat digolongkan menjadi :

- poros engkol dengan sebuah over-hung (shaft with over-hung crank).
- poros engkol langkah tunggal (single throw), langkah ganda (double throw), dan seterusnya.

Dari perencanaan ini harga diameter poros engkol yang direncanakan adalah 48 mm sementara harga B direncanakan adalah 108 mm.



Gambar 3.9 Sebuah Engkol Over Hung

Gambar 4. Poros Langkah Tunggal

3.8.1 Jarak Piston Silinder Kedua Ke Titik Mati Atas ,dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$X = \frac{4 V}{\pi D^2}$$

dimana :

X = jarak piston silinder kedua ke titik mati

dimana :

X = jarak piston silinder kedua ke titik mati
atas

v = volume tekanan maksimum (862126,00 mm³)

D = diameter silinder = 152,4 mm

$$\text{maka : } X = \frac{4 \cdot 862126,00}{3,14 \cdot 152,4^2}$$

$$= \frac{3448504,0}{72928,88}$$

$$= 47,28 \text{ mm}$$

3.8.2 Jarak Silinder Kedua Terhadap Titik Mati Atas :

$$X = c + r - d$$

dimana : X = jarak torak silinder

r = jari-jari poros engkol, 35 mm

d = diameter silinder, 152,4 mm

$$\text{maka : } X = 140 + 35 - 152,4$$

$$= 22,6 \text{ mm}$$

3.8.3 Volume Silinder Kedua (VC2) Pada Saat Tekanan

Maksimum :

$$VC2 = \pi/4 \cdot D^2 (L - S) + D$$

$$= 3,14/4 [(152,4 \cdot 10^{-1})^2 (87-69,85)10^{-1} + 152,4 \cdot 10^{-1}]$$

$$= 0,785 \cdot 232,25 (17,15)10^{-1} + 152,4 \cdot 10^{-1}$$

$$= 327,92 \text{ cm}^3$$

3.8.4 Analisa Bahan Yang Digunakan

Bahan yang digunakan dalam perencanaan ini adalah

UNIVERSITAS MEDAN AREA mempunyai kepekaan takik , tapi bisa

menurunkan keliatan ,kemampuan tarik, kemampuan las, sifat penghantar listrik yang baik.Bahan ini sering digunakan untuk poros.

3.8 5 Pemeriksaan Kekuatan Poros Engkol

Pemeriksaan kekuatan pada poros engkol diperhitungkan akibat beban :

- beban akibat momen puntir
- beban akibat momen bengkok
- beban geser

Telah disebutkan diatas bahwa momen-momen tersebut terjadi pada saat kompresi maksimum. Sedangkan besar gaya (F) yang diakibatkan tekanan maksimum sebesar 23285,08 N

Pada tekanan maksimum jumlah volume udara(V) adalah $6,06 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 60623 \text{ mm}^3$, maka jarak piston ke titik mati atas adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot X}{4}$$

$$60623 = \frac{3,14 \cdot 152,4^2 \cdot X}{4}$$

$$= 0,785 \cdot 23225,76 \cdot X$$

$$60623 = 18232,22 X$$

$$X = 3,32 \text{ mm}$$

3.9 Perencanaan Sabuk

Sabuk merupakan suatu alat transmisi yang berfungsi untuk memindahkan putaran atau daya dari penggerak ke bagian yang akan digerakkan. Alasan dipakainya sabuk ini karena jarak yang akan dipindahkan jaraknya sangat jauh dan tidak mungkin transmisi langsung dengan roda gigi, selain itu biaya pemakaian sabuk sangat relatif murah.

a. Ukuran dan Type Sabuk

Tipe sabuk yang akan direncanakan adalah sabuk V, dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Sabuk V ini terbuat dari karet dan memiliki penampang trapesium. Gaya gesekan bertambah karena pengaruh bentuk sabuk tersebut, akibatnya akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif kecil.

b. Daya Rencana Motor

Sabuk akan memindahkan daya yang berasal dari motor penggerak ke bagian yang akan digerakkan. Daya motor penggerak kompresor yang tersedia adalah 20 HP atau sekitar 14920 watt dan putaran motor 1648 rpm.

Daya rencana dapat dirumuskan :

$$P_d = P_m \cdot F_c$$

dimana : P_d = daya rencana

$$P_m = \text{daya motor, } 14920$$

$$F_c = \text{faktor koreksi, } 1,3$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

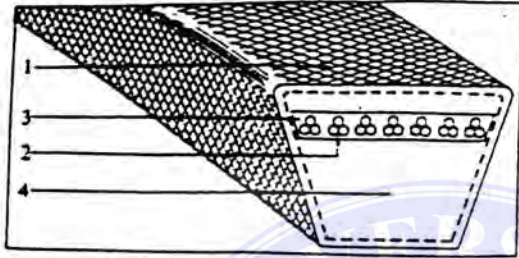
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

maka :

$$\begin{aligned}
 P_d &= 14920 \cdot 1,3 \\
 &= 19396 \text{ watt}
 \end{aligned}$$



1. Terpal
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet

Gambar 4.1 Sabuk V

c. Diameter Pully

Diameter pulley motor yang direncanakan 125 mm, maka diameter pulley yang digerakkan :

$$D_p = d_p \frac{n_1}{n_2}$$

dimana : d_p = diameter pulley motor

n = putaran motor penggerak

D_p = diameter pulley yang digerakkan

maka :

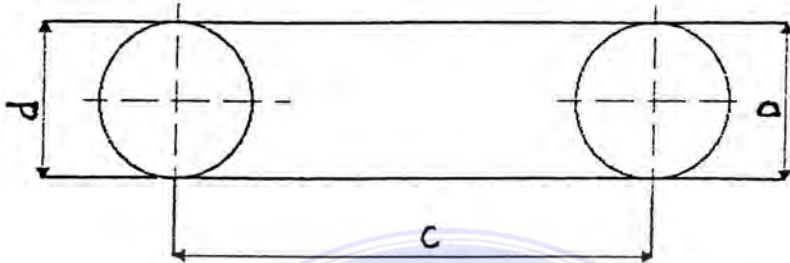
$$\begin{aligned}
 D_p &= 125 \cdot \frac{1749}{1648} \\
 &= 132,66 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Karena sabuk mengalami slip, maka untuk mendapatkan putaran 1648 rpm harus diperhitungkan terhadap faktor slip. Faktor slip adalah 6%.

d. Diameter Pulley Kompresor

$$D_p = 132,66 (1 + 0,06)$$

$$= 125 \text{ mm}$$



Gambar 4.2 Panjang Sabuk

maka dari gambar diatas dapat dihitung panjang sabuk yang dibutuhkan , dapat menggunakan persamaan :

$$L = 2 C + \frac{1}{2} \pi D + \frac{1}{2} \pi d$$

dimana : L = panjang sabuk

C = jarak antara sumbu poros, 1000 mm

D = diameter pulley kompresor

d = diameter pulley motor

$$\text{maka : } L = 2 \cdot 1000 + \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 125 + \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 125$$

$$= 2392,7 \text{ mm}$$

d. Perhitungan jumlah sabuk

Banyaknya sabuk yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor dapat diperoleh dengan persamaan :

$$N = P_d / P_c$$

dimana N = jumlah sabuk

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

P_d = daya yang direncanakan

P_o = daya yang ditransmisikan

dimana untuk menghitung kecepatan putar dipakai :

$$\begin{aligned} V &= \pi \cdot d \cdot n \\ &= 3,14 \cdot 0,125 \cdot 1648/60 \\ &= 10,786 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\theta_1 = \pi \text{ rad}$$

$$\sigma_t = T_1/A$$

$$\begin{aligned} T_1 &= 137,5 \text{ N} \cdot 4 \\ &= 550 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m &= A \cdot \rho \\ &= 0,0001375 \cdot 970 \\ &= 0,133 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\frac{T_1 - m V^2}{T_2 - m V^2} = e^{\mu\theta/2 \sin \alpha/2}$$

$$\frac{550 - 0,133 \cdot 10,786^2}{T_2 - 0,133 \cdot 10,786^2} = e^{0,3 \pi \sin 20}$$

$$T_2 = 49,45 \text{ N}$$

Maka daya yang dapat dipindahkan oleh satu buah sabuk :

$$\begin{aligned} P &= (T_1 - T_2) V \\ &= (550 - 49,45) 10,786 \\ &= 5398,93 \text{ watt} \end{aligned}$$

Jumlah sabuk yang dibutuhkan :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{19396}{5398,93} \\
 &= 3,59 \\
 &\approx 4 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

3.9.1 Analisa Bahan Yang Digunakan

Pada sabuk biasanya digunakan digunakan bahan yang terbuat dari karet alam atau sintesis. Pada masa sekarang telah banyak digunakan nepren, sebagai inti untuk menahan tarikan terutama dipergunakan rayon yang kuat.

Sifat penting dari sabuk yang perlu diperhatikan adalah perubahan bentuknya karena tekanan samping , dan ketahanannya terhadap panas cukup baik.

3.9.2 Pemeriksaan Kekuatan Sabuk

a. Pemeriksaan Terhadap Kecepatan

Getaran pada sabuk mengakibatkan adanya penurunan efisiensi yang terjadi pada waktu sabuk mentransmisikan dayanya. Dalam hal ini perlu diperbaiki perencanaannya. Dalam hal transmisi dengan lebih dari satu sabuk perlu diperhatikan panjang, mutu, dll., masing-masing sabuk dapat berbeda, sehingga perpanjangan yang berbeda antara satu sabuk dengan sabuk akan mengakibatkan tegangan yang berbeda pula.

b. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Sabuk

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

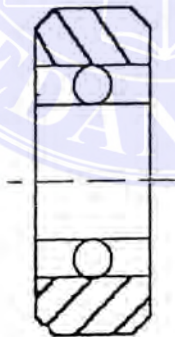
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

b. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Sabuk

Perlu diperhatikan bahwa tegangan yang terjadi pada sabuk akan mengakibatkan terjadinya kurang efisien dalam sabuk, sehingga segi ketahanan sabuk akan kendor, serta mengakibatkan puli penggerak akan cepat mengalami keausan.

4. Perencanaan Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan poros dapat berlangsung secara aman dan halus serta panjang umur. Bantalan adalah bagian mesin yang penting jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menjadi menurun dan tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya.



Gambar 4.3 bantalan

Dalam perencanaan ini, dipilih jenis bantalan gelinding karena beban kerja relatif kecil, gesekan yang terjadi jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan bantalan luncur, disamping harganya relatif murah.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Disamping itu beban bekerja hanya beban radial.

Document Accepted 4/1/24

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

4.1. Pemilihan Bantalan

Untuk memilih bantalan dapat ditentukan terlebih dahulu dengan menentukan umur bantalan yang akan direncanakan. Untuk mesin kompresor yang bekerja berselang-selang dengan sifat layak dipercaya, maka dari tabel umur bantalan yang direncanakan adalah 10000 jam kerja sehingga diperoleh :

$$L_n = a_1.a_2.a_3. L_h$$

dimana : L_n = umur bantalan

a_1 = faktor keandalan : 1

a_2 = faktor bahan

a_3 = faktor kerja

L_h = umur nominal

maka : $L_n = \frac{10000}{1.1.1}$

$$L_n = 10000 \text{ jam kerja}$$

Bantalan yang direncanakan adalah bantalan bola baris tunggal. Karena beban aksial tidak ada, maka $F_a/(V.F_r) < e$, $X = 1$ dan $Y = 0$. Sedangkan harga V dipilih untuk cincin dalam yang berputar.

Bantalan yang direncanakan dengan nomor 6309.

4.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Bantalan yang digunakan pada perencanaan ini adalah

UNIVERSITAS MEDAN AREA

bantalan bola baris tunggal. Bantalan ini sangat baik

© Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

dari bunyi redaman, ayunan dan kejutan. Selanjutnya bantalan ini mudah dipasang dan dibuat, harganya relatif murah.

Cincin dan elemen gelinding pada bantalan umumnya dibuat dari baja bantalan khrom karbon tinggi. Baja bantalan dapat memberikan efek stabil pada perlakuan panas. Baja ini dapat memberikan umur yang panjang dengan keausan yang sangat kecil.

4.3. Pemeriksaan Kekuatan Bantalan

Pemeriksaan terhadap bantalan ini antara lain :

a. Pemeriksaan Terhadap Putaran

Pemeriksaan terhadap diameter poros (d) yang dikalikan dengan putaran per menit n (rpm) disebut dengan harga $d.n$. Harga ini untuk suatu bantalan yang mempunyai batas empiris.

b. Pemeriksaan Terhadap Kelakuan Gesekan

Bantalan bola dan bantalan rol silinder mempunyai gesekan yang relatif kecil dibandingkan dengan macam bantalan lain.

c. Pemeriksaan Kelakuan Dalam Bunyi dan Getaran

Hal ini dipengaruhi oleh kebulatan bola dan rol, kebulatan cincin, kekasaran elemen-elemen tersebut, keadaan sangkarnya dan kelas mutunya. Faktor lainnya yang mempengaruhi adalah ketelitian pemasangan, konstruksi mesin (yang memakai bantalan tersebut), kelonggaran dalam

UNIVERSITAS MEDAN AREA

 bantalan

 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

4.1. Perencanaan Tabung Kompresor

Dalam perencanaan kompresor ini , tabung kompresor mempunyai tekanan 10 bar, dan diameter tabung 60 cm, panjang tabung 150 cm.

4.1.1 Pelat

Pelat merupakan salah satu bagian yang sangat penting untuk perencanaan tabung kompresor yang berfungsi sebagai tempat penyimpanan atau bendungan udara yang dimampatkan.

Berdasarkan perencanaan tabung kompresor ini, bahan yang digunakan untuk tabung adalah BJ 50 dengan kekuatan tarik 50 - 60 kg/cm².

- Tegangan tarik (σ) = 55 kg/cm²
- Faktor keamanan = 5, karena tekanan didalam tabung berubah-ubah, beban dinamis berulang.

maka :

$$\begin{aligned} \text{Tegangan tarik izin } (\bar{\sigma}) &= \sigma/v \\ &= 55/5 \\ &= 11 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 1100 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

4.1.2 Analisa Bahan Yang Digunakan

Dalam perencanaan ini, bahan yang digunakan tahan

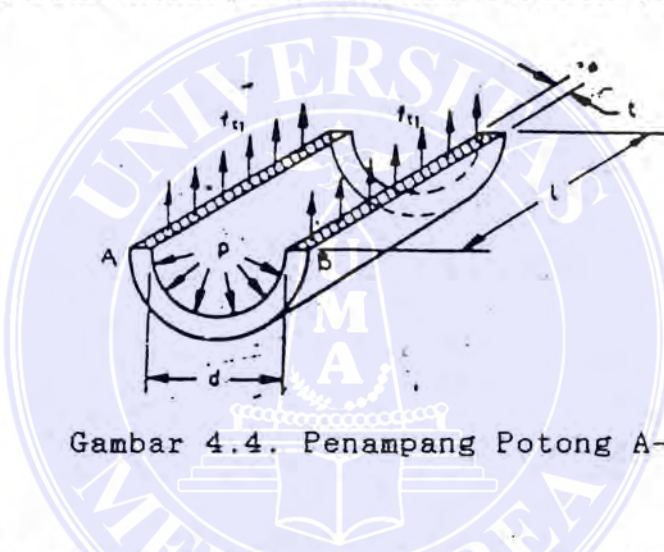
kelelahan, dan mengurangi keausan, misalnya akibat

penyetelan khusus atau mengarahkan keausan hanya pada bagian-bagian yang mudah diganti. Keausan dapat diatasi dengan pelapisan logam.

4.1.3 Pemeriksaan Kekuatan Tabung

a. Pemeriksaan Keretakan Memanjang

Ketebalan pelat yang dimiliki oleh sebuah tabung sangat mempengaruhi kemampuan menahan tekanan yang berada di dalamnya.



Gambar 4.4. Penampang Potong A-B

Untuk itu dapat kita lihat penampang sebuah tabung.

Dengan adanya tekanan didalamnya, maka keliling tabung akan menjadi lebih besar atau pelat tabung akan menjadi memanjang. Ini berarti bahwa pada pelat terjadi tegangan tarik. Bila dilihat pada potongan A-B, maka pelat setebal t cm ini harus mampu mempertahankan diri akibat tekanan tersebut.

Gaya seluruhnya yang bekerja pada bagian atas tabung adalah :

$P \times$ proyeksi dari setengah tabung AB atau $P \times D$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

dimana :

D = diameter dalam tabung

maka 1 cm panjang tabung adalah : $2 \cdot t \cdot 1 \text{ cm}^2$.

Menurut R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, Machine design , maka tegangan tarik izin dinyatakan dengan σ_t , maka :

$$\sigma_t \cdot 2 t \cdot L = P \cdot D \cdot L$$

dimana :

t = tebal pelat (cm)

P = tekanan dalam tabung = 10 bar = 1 N/mm²

D = diameter tabung = 60 cm

σ_t = tegangan tarik izin = 1100 kg/cm²

maka tebal pelat tabung :

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma_t}$$

maka :

$$t = \frac{1 \cdot 60}{2 \cdot 1100}$$

maka :

$$t = \frac{60}{2200} \\ = 0,02 \text{ cm}$$

b. Pemeriksaan Keretakan Melintang

Tekanan didalam tabung sebesar $P \text{ kg/cm}^2$ akan menekan keseluruhan badan tabung, termasuk kepala atau tutup tabung.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

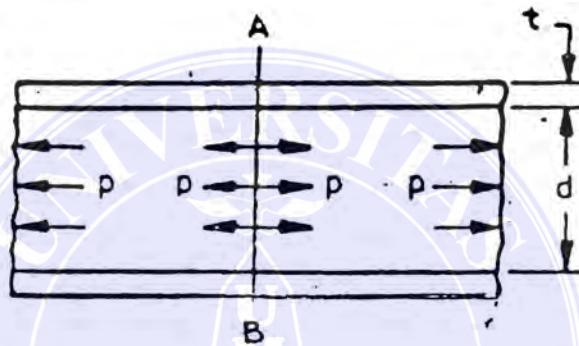
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

a. Tekanan Pada Tutup Tabung

Tekanan pada tutup tabung dapat ditentukan :

$$\begin{aligned}
 P &= \pi/4 \cdot D^2 \\
 &= 3,14 / 4 \cdot 60^2 \\
 &= 2826 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$



Gambar 4.5 Penampang A-B

b. Luas pelat tabung pada penampang A-B adalah :

Luas pelat pada potongan A-B adalah :

$$\pi \cdot D \cdot t$$

dimana :

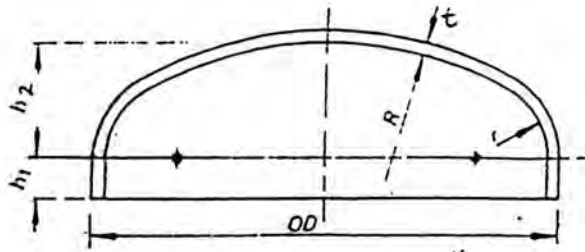
D = diameter tabung = 60 cm

t = tebal pelat = 0,02 cm

maka :

$$\begin{aligned}
 \text{luas pelat diperoleh} &: 3,14 \cdot 60 \cdot 0,02 \\
 &: 3,76 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

b. Menentukan ukuran tutup tabung



Gambar 4.5 ukuran kepala tabung

Ketentuan-ketentuan yang berlaku untuk kepala tabung (semi elliptical head) adalah :

$$R = 0,8 D$$

$$r = 0,154 OD$$

$$h_1 = 3,5 \cdot t$$

$$h_2 = 0,225 OD - 0,135 t$$

dimana :

$$OD = \text{diameter tabung} = 60 \text{ cm}$$

$$R = \text{jari-jari kelengkungan tutup tabung}$$

$$r = \text{jari-jari lekukan tutup tabung}$$

$$= 0,154 OD$$

Jadi jari-jari kelengkungan tutup tabung (R) _

adalah :

$$R = 0,8 \cdot OD$$

$$= 0,8 \cdot 150$$

$$= 120 \text{ cm}$$

$$r = 0,154 \cdot OD$$

$$= 0,154 \cdot 150$$

$$= 23,1 \text{ cm}$$

c. Menentukan ukuran pelat

Dalam hal menentukan ukuran bentangan dari pelat adalah menentukan ukuran panjang pelat dan lebar pelat sebelum dirol atau dibentuk tabung.

- Panjang bentangan pelat

Dalam hal ini panjang bentangan pelat (P) adalah direncanakan 150 cm, dimana p merupakan panjang bentangan pelat, sedangkan untuk ukuran lebar pelat (l) sama dengan ukuran besar keliling tabung, maka :

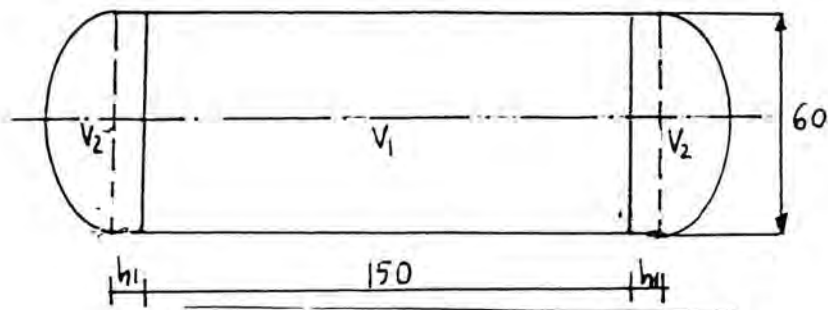
$$\begin{aligned} l &= \text{lebar bentangan pelat} \\ &= \text{besar keliling tabung} \\ &= \pi \cdot d \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= \text{diameter tabung} \\ &= 60 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jadi bentangan pelat (l) :

$$\begin{aligned} l &= 3,14 \cdot 60 \\ &= 188,4 \text{ cm} \end{aligned}$$

d: Menghitung isi tabung



Gambar 4.7 Volume Tabung

Berdasarkan gambar 4.7, maka volume total tabung adalah :

$$V_t = V_1 + 2V_2$$

dimana :

V_t = volume total

V_1 = volume silinder tabung

V_2 = volume kepala tabung

- Menghitung volume silinder tabung (V_2) :

$$V_1 = P \cdot A$$

dimana :

V_1 = volume silinder tabung

P = tekanan tabung = 10 bar

A = luas penampang tabung

$$= \frac{1}{4} \pi \cdot D^2$$

$$= 3,14/4 \cdot 60^2$$

$$= 2826 \text{ cm}^2$$

dimana :

P = panjang silinder

$$= 1 + 2 (h_1)$$

$$h_1 = 3,5 \cdot t$$

$$= 3,5 \cdot 0,02$$

$$h_1 = 0,07 \text{ cm}$$

maka :

$$P = 150 + 2 \cdot 0,07$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

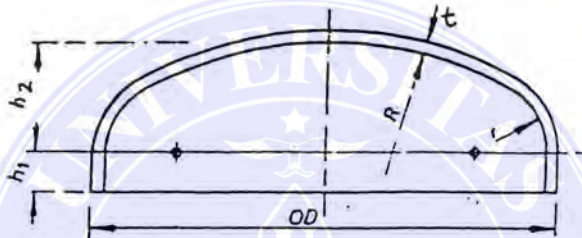
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

$$\begin{aligned}
 \text{maka : } V_1 &= P \cdot A \\
 &= 150,14 \cdot 2826 \\
 &= 424295,64 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

- menghitung volume kepala tabung (V2)

Sebelum menghitung volume kepala tabung (V2), kita terlebih dahulu menentukan besar harga h2 :



Gambar 4.8 volume kepala tabung

$$\begin{aligned}
 h_2 &= 0,225 \text{ OD} - 0,635 t \\
 &= 0,225 \cdot 60 - (0,635 \cdot 0,02) \\
 &= 13,49 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \text{lebar setengah ellipt} \\
 &= 13,49 \text{ cm} \\
 OD &= D = \text{diameter tabung} \\
 &= 60 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

maka :

$$V_2 = \frac{2}{3} \pi \cdot a^2 \cdot h^2$$

dimana :

a = jari-jari ellipt

$$= \frac{1}{2} \cdot OD$$

$$= 30 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} \text{maka : } V_2 &= \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 30^2 \cdot 13,49 \\ &= 25415,16 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} \text{Volume total (Vt)} &= V_1 + 2V_2 \\ &= 424295,64 + 2 \cdot 25415,16 \\ &= 424295,64 + 50830,32 \\ &= 475125,96 \text{ cm}^3 \\ &= 475,12 \text{ liter} \end{aligned}$$

4.2.4 Pengelasan

Bentuk kampuh las dalam perencanaan ini adalah kampuh V. Berdasarkan tebal pelat yang akan dilas, maka bentuk kampuh las yang cocok adalah sambungan butt joint.

Pada pengelasan ini bahan las yang akan digunakan adalah elektroda jenis E6010, dengan kekuatan tarik maksimum 43,6 kg/mm².

Menurut Elemen Mesin, Politeknik Unsyiah, maka untuk menghitung tegangan tarik yang diizinkan dapat digunakan persamaan :

$$\sigma = V_1 \cdot V_2 \cdot \sigma_t$$

dimana :

$$\sigma_t = \text{tegangan tarik izin}$$

$$\sigma = \text{tegangan tarik}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

$V1.V2 =$ faktor pembebanan yang diizinkan (dinamis)

$$V1 = 0,5$$

$$V2 = 0,8 - 1,0 \text{ (diambil } 0,8)$$

maka :

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_t &= 0,5 \cdot 0,8 \cdot 43,6 \\ &= 17,44 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

4.2.5 Perhitungan Las Pada Tutup Tabung



Gambar 4.9 Penampang Las Tutup Tabung

Sambungan butt joint dengan kampuh V direncanakan untuk menahan tegangan tarik.

Menurut Harso W, Toshie Okumura, Teknologi Pengelasan (1979:190), maka tegangan tarik dapat ditentukan :

$$\sigma_t = \frac{F}{h l}$$

dimana :

$\sigma_t =$ tegangan tarik yang terjadi

$F =$ gaya yang terjadi

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

σ_t = tegangan tarik yang terjadi

F = gaya yang terjadi

h = tebal lasan = tebal pelat = 0,02 cm

l = lintasan las

$$= \pi \cdot d$$

$$= 3,14 \cdot 60$$

$$= 188,4 \text{ cm}$$

Gaya yang terjadi pada lasan :

$$F = P \cdot A$$

dimana :

$$P = \text{tekanan tabung} = 10 \text{ bar} = 1 \text{ N/mm}^2$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 60^2$$

$$= 2827,45 \text{ cm}^2$$

maka :

$$F = P \cdot A$$

$$= 1 \cdot 2827,45$$

$$= 2827,45 \text{ N}$$

maka :

$$\sigma_t = \frac{2827,45}{0,02 \cdot 188,4}$$

$$= \frac{28274,5}{3,76}$$

$$= 7519,81 \text{ kg/mm}^2$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan uraian diatas dan hasil perhitungan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Torak

- Bahan : Paduan aluminium
- Tebal kepala torak : 37,35 mm
- Diameter torak : 64,5 mm

2. Pena Torak

- Bahan : SNC 21
- Panjang pena torak : 55,82 mm
- Gaya reaksi pena torak : 23285,08 N

3. Batang Torak

- Bahan : Paduan nikel chrom
- Panjang batang torak : 139,68 mm
- Tebal bushing : 3,8 mm
- Lebar kepala batang torak : 71,13 mm

4. Cincin Torak

- Bahan : Cast iron
- Lebar cincin torak : 5,02 mm

5. Silinder dan Kepala silinder

- Bahan (silinder) : Gray cast iron
- Tebal dinding silinder : 2,08 mm

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

- Bahan (baut) : AISI 201

Kepala Silinder

- Tebal kepala silinder : 26,92 mm

- Diameter baut : 6,22 mm

6. Poros Engkol

- Bahan : S55C-D

- Diameter : 48 mm

7. Sabuk

- Bahan : Karet alam atau sintesis

- Panjang sabuk : 2392,7 mm

- Jumlah sabuk : 4 buah

8. Bantalan

- Bahan : Khrom karbon

- Bantalan yang digunakan : nomor 6309

9. Tabung

- Bahan : BJ 50

- Diameter tabung : 60 cm

- Panjang tabung : 150 cm

- Tekanan tabung : 10 bar

5.2 Saran-saran

Berdasarkan uraian diatas dan hasil perhitungan yang didapat maka dapat diambil saran-saran sebagai berikut :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

1. Merencanakan suatu alat ataupun mesin, untuk pemilihan suatu bahan hendaknya disesuaikan dengan standard yang ada.
2. Apabila kompresor tidak berfungsi untuk dioperasikan jangan dipaksa untuk menjalankannya.
3. Untuk merencanakan suatu alat ataupun mesin sebaiknya harus dilengkapi dengan perhitungan dan penggambaran.



DAFTAR PUSTAKA

1. Heldt, P.M. 1956. High Speed Combustion Engine. 6-th Edition. Philadelphia:Chilton Co. Publisher.
2. Khurmi, R.S dan Gupta, J.K. 1980. A Text Book of Machine, Eurasia Publishing House Ltd, New Delhi.
3. Lichty, L.T. 1945. Internal Combustion Engine.3-rd Edition. London: Longman.
4. Malev, V.L. 1945. Internal Combustion Engine. 2-nd Edition. Tokyo: Mc-Graw Hill Ltd.
5. Marks, Standard Mechanical for Engineer.7-th Edition. Mc-Graw Hill Ltd.
6. Petrovsky, N. 1974. Marine Internal Combustion Engine. Moscow: Mir Publisher.
7. PEDC, Bandung. Ilmu Kekuatan Bahan. Jilid II
8. PEDC, Bandung. Elemen Mesin.Jilid I.Politeknik Unsyiah
9. Sularso dan Tahara, Haruo. 1985. Pompa dan Kompresor. Jakarta: Pradnya Paramita.
- 10.Sularso dan Suga, Kiyokatsu. 1991. Dasar Perencanaan Elemen Mesin.Edisi ke-7. Jakarta: Pradnya Paramita.
- 11.WWiryosumarto, H dan Okumura, T. Teknologi pengelasan Logam.Edisi ke-4. Jakarta:Pradnya Paramita.