

PERENCANAAN KOMPRESSOR PENGKONDISIAN UDARA RUANGAN OPERATOR CRANE DI PT. INALUM

Oleh:

Yosua Sirait¹⁾

Albert Maychardo Sipayung²⁾

Sawin Sebayang³⁾

Hotmiantua Sitanggang⁴⁾

Universitas Darma Agung, Medan^{1,2,3,4)}

E-mail:

yosuasirait378@gmail.com¹⁾

mesinalbert@gmail.com²⁾

sawinsebayang11@gmail.com³⁾

hodmiantuasitanggang@gmail.com⁴⁾

ABSTRACT

The compressor is a device that is installed in all rooms, which aims to condition the air in the room so that it is better than before. The compressor consists of a cylinder, piston, piston ring, piston pin, and connecting rod. Many expect the air in the crane operator's room at PT INALUM to be even better, so that the working system in the room runs smoothly using a compressor capacity of 170.69 ft³/hour. The device added in the use of the compressor is a freon tube. This compressor uses a cooling capacity of 4,500 k.cal/hour with a refrigerant temperature of 13 before entering the evaporator. The compressor is driven by a piston. Considering the development and progress of air conditioning (AC) which uses compressor equipment, it is appropriate to develop compressor planning so that an efficient compressor can be obtained, practical to manufacture and easy to maintain. In today's very rapid development of science and technology, industrial development/manufacturing for anode roasting at PT INALUM, cranes are used to lift the anode into the grill.

Keywords: *Compressor, Crane, Piston*

ABSTRAK

Kompresor adalah suatu alat yang dipasang di segala ruangan, yang bertujuan untuk mengkondisikan udara ruangan supaya lebih baik dari sebelumnya. Kompresor terdiri dari sebuah silinder, piston, ring piston, pin piston, dan batang penghubung (connectingrod). Banyak yang megarapkan udara diruangan operator crane di PT INALUM lebih baik lagi, supaya sistem kerja di dalam ruangan tersebut berjalan dengan lancar menggunakan kapasitas kompresor 170,69 ft³/jam. Perangkat yang ditambahkan di dalam penggunaan kompresor tersebut ialah tabung freon. Kompresor ini menggunakan kapasitas pendinginan 4.500 k.cal/jam dengan temperature refrigerant sebelum masuk evaporator 13 °C. Kompresor digerakkan oleh piston. Mengingat perkembangan dan kemajuan pengkondisian udara (AC) yang mempergunakan peralatan kompresor maka perencanaan kompresor sudah sewajarnya dikembangkan sehingga dapat diperoleh kompresor efisien, praktis pembuatannya dan mudah perawatannya. Dalam perkembangan ilmu dan teknologi yang sangat pesat dewasa ini, perkembangan industry/pabrikasi untuk pemanggangan anoda di PT INALUM, digunakan crane untuk mengangkat anoda kedalam panggangan.

Kata Kunci : *Kompresor, Crane, Piston*

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini pemerintah dalam meningkatkan devisa Negara sangat menekankan pada sektor non migas. Salah satu program pemerintah untuk meningkatkan devisa Negara adalah dengan membangun proyek besar yang salah satu diantaranya adalah pabrik peleburan aluminium di Kuala Tanjung(Asahan). Dalam perkembangan ilmu dan teknologi yang sangat pesat dewasa ini, perkembangan Industri/Pabrikasi untuk pemanggangan anoda pada PT. INALUM, digunakan crane untuk mengangkat Anoda kedalam panggangan. Mengingat perkembangan dan kemajuan pengkondisian udara (AC) yang mempergunakan peralatan kompresor maka perencanaan kompresor sudah sewajarnya dikembangkan sehingga dapat diperoleh kompresor yang efisien, praktis pembuatannya dan mudah perawatannya. Adapun tujuan perencanaan kompresor ini adalah : Memiliki jenis kompresor yang digunakan, Menentukan daya kompresor, Menentukan ukuran – ukuran utama kompresor, Menentukan kelengkapan – kelengkapan kompresor, Membuat gambar kerja kompresor

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Landasan Teori

1. Pembahasan Mesin-Mesin Fluida

Mesin fluida adalah mesin yang Mesin fluida adalah mesin yang berfungsi untuk mengubah energi mekanis poros menjadi energi potensial mekanis poros menjadi energi potensial atau sebaliknya mengubah energi fluida (energi kinetik dan energi potensial) (energi kinetik dan energi potensial) menjadi energi mekanik poros.

Berdasarkan pengertian diatas, maka, mesin-mesin fluida dapat digolongkan menjadi dua bagian yaitu :

1. Mesin Tenaga
2. Mesin Kerja

a. Mesin Tenaga

Mesin tenaga adalah mesin fluida yang dapat mengubah energy fluida menjadi energy mekanis. Mesin- mesin yang termasuk kelompok ini antara lain :

- a. Turbin air
- b. Kincir air
- c. Kincir angin

b. Mesin Kerja

Mesin kerja adalah mesin fluida yang dapat mengubah energy mekanis dari poros menjadi energy kinetis fluida.

Adapun mesin-mesin fluida yang termasuk pada kelompok ini adalah :

- a. Pompa
- b. Fan

- c. Blower
- d. Kompresor

2. Teori Kompresor

Kompresor adalah mesin untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor udara biasanya menghisap udara dari atmosfer. Untuk setiap langkah kompresor yang dikerjakan dalam setiap putaran poros engkol. Jumlah volume gas yang dimampatkan per menit disebut perpindahan tolak. Jadi jika poros kompresor mempunyai putaran N (rpm) maka :

$$V_s = (\pi/4) D^2 \times S \text{ (cm}^3 \text{)} \dots \text{(Lit. 2 hal 96)}$$

Adapun yang termasuk jenis kompresor tekanan statis adalah :

3 METODE PENELITIAN

3.1 Pendahuluan

Pada sistem pengondisian udara medium pendingin kondensor yang umum digunakan adalah air atau udara yang lzim disebut dengan water cooled system. Jadi dalam perencanaan ini ditetapkan udara sebagai medium pendingin kondensor karean dalam segi tekniknya dan ekonominya sangat menguntungkan

3.2 Pemilihan Refrigeran

Pemilihan Refrigeran dalam teknik pendingin sangat penting, sebab hal in akan berpengaruh terhadap efisiensi

Perpindahan torak :

$$V_s \times N = (\pi/4) D^2 \times S \times N \text{ (cm}^3 \text{ / min)}$$

Untuk volume langkah torak (VL) adalah jumlah volume yang diisap dikurangi dengan volume sisa. Maka rumus dari volume langkah torak dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$V_L = \pi/4 \cdot D^2 \cdot S \cdot N \dots \dots \text{(Lit. 2 hal 103)}$$

Ditinjau dari cara pemanfaatan udara/gas maka kompresor dapat diklarifikasikan atas dua jenis, yaitu :

1. Kompresor Tekanan Statis
2. Kompresor Tekanan Dinamis

pendingin itu sendiri. Disamping efisiensi juga harus di perhatikan pangaruh refrigeran terhadap bahaya yang akan ditimbulkannya baik terhadap manusia maupun terhadap sistem itu sendiri. Jenis jenis refrigeran yang biasa di digunakan untuk ruangan operasi crane adalah: Freon 11, freon 12 dan freon 22.

3.3 Analisa Siklus Refrigerasi

Sesuai dengan hasil survey yang diperoleh adalah :

- a. Temperatur uap refrigerant sebelum masuk evaporator (Teva) = 55,4°F
- b. Temperatur uap refrigeran sebelum masuk kompresor (T) = -62,6°F
- c. Temperatur uap refrigerant sesudah keluar kompresor (Teom) = 111,2°F

3.4 Jenis-Jenis Refrigeran

Berikut ini adalah macam-macam dari refrigeran :

1. Refrigerant Fluorocarbon Terhidrogenasi (HFC)
2. Freon atau Cloro Fluoro Carbon (CFC)
3. Terhidrogenasi Klorofluorokarbon refrigeran (HCFC)
4. Carbon Dioksida (CO₂)
5. Azetropes
6. Methil Clorida (CH₃Cl)
7. Uap Air
8. Hidrocarbon
9. Amonia (NH₃)
10. Larutan Garam (brine)

4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Pembahasan Thermodinamika

4.1 Kapasitas Kompresor

Kapasitas kompresor adalah jumlah udara atau uap yang harus dikompresikan persatuan waktu. Udara ataupun uap yang disalurkan telah dimanfaatkan oleh kompresor yang didalamnya terdapat piston yang bergerak bebas. Jadi apabila piston bergerak berarti sejumlah udara ataupun uap telah dimanfaatkan, jumlahnya tergantung pada beberapa hal yaitu :

- a. Kecepatan piston
- b. Panjang Langkah
- c. Diameter piston
- d. Dan lain lain

Dari perhitungan sebelumnya telah didasarkan bahwa :

- a. Kapasitas kompresor : 170,69 ft³/jam
- b. Tekanan exit kondensor : 250 Psia
- c. Tekanan evaporator : 110 Psia
- d. Spesifik volume refrigeran : 0,65 ft³/lb

4.2 Pemilihan Kompresor

Berdasarkan perhitungan bahwa tekanan dan kapasitas yang dihasilkan kompresor adalah :

- a. Tekanan exit kondensor : 250 Psia
- b. Tekanan evaporator : 110 Psia
- c. Kapasitas kompresor : 170,69 ft³/jam

Dari data-data diatas dapat dilihat bahwa kompresor yang sesuai adalah jenis Reciprocating compressor.

4.3 Penentuan Jumlah Tingkat Kompresor

Penentuan jumlah tingkat kompresor didasarkan pada pressure ratio dari kompresor tersebut. Jadi besar pressure ratio kompresor (RC) adalah :

$$RC = P_d/P_s \dots \dots \dots (\text{Lit. 6 hal 324})$$

Dari perhitungan telah didapat bahwa besar tekanan yang dihasilkan kompresor adalah 250 Psia sementara tekanan uap/freon 22 masuk kompresor adalah 62,2 Psia, sehingga : $RC = \frac{250 \text{ Psia}}{110 \text{ Psia}}$

$$RC = 2,27$$

$$= 3$$

Adapun untuk menentukan jumlah tingkat pemanfaatan adalah dengan rumus :

$$R_i = \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/n} \dots \dots \dots (\text{Lit. 4 hal 236})$$

Maka untuk satu tingkat pemanfaatan adalah : $R_i = \frac{250}{62,2}$

$$R_i = 4,019$$

Untuk dua tingkat pemanfaatan :

$$Ri = \sqrt{4,019}$$

$$Ri = 2,0$$

Untuk tiga tingkat pemanfaatan :

$$Ri = \sqrt[3]{1,50}$$

$$Ri = 1,144$$

4.4 Perhitungan Daya Kompresor

Secara teori perhitungan daya yang dibutuhkan untuk proses pemampatan kompresi bertingkat adalah sebagai berikut

$$: P_{ad} = P_s Q_s \frac{mn}{n-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{mn}} - 1 \right] \quad C$$

$$= \frac{mn}{n-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{mn}} - 1 \right]$$

$$P_{ad} = \frac{p_s Q_s C}{60000} \text{ kW}$$

4.5 Perhitungan Daya Motor Penggerak

Daya motor penggerak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$NP = 1,15 \frac{SHP}{\eta_t} \dots \dots \dots (\text{lit. 3. Hal 95})$$

Dimana :

NP = Daya motor penggerak

η_t = Efisiensi transeansi

$$= 0,92 - 0,98$$

= 0,92 (dipilih karena transmisi dengan sabuk mempunyai kerugian daya yang besar akibat adanya slip)

Maka daya motor :

$$NP = 1,15 \times \left(\frac{3,5}{0,92} \right)$$

$$NP = 4,5 \text{ HP (diambil)}$$

4.6 Putaran Kompresor

Atas dasar uraian diatas dan disesuaikan pada putaran kompresor yang ada dilapangan maka putaran kompresor pada perencanaan ini ditetapkan 1450 rpm.

4.7 Perhitungan Thermodinamika Kompresor Tingkat I

Efisiensi volumetric keseluruhan untuk silinder tingkat I dan silinder tingkat II adalah sama dan dapat dihitung dengan rumus :

$$\eta_{vo} = \eta_v - (4 - 6)\% \dots \dots \dots (\text{Lit. 9 hal 58})$$

Dimana :

η_{vo} = efisiensi volumetric keseluruhan

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/j} \quad (\text{Lit. 3 hal 57})$$

η_v = efisiensi volumetric

c = (Ireance volume relative)

$$\frac{V_c}{V_s} 5\% \dots \dots \dots (\text{Lit. 3 hal 59})$$

$$= 0,05 \text{ (diambil)}$$

J = koefisien ekspansi

$$= 1,25 \text{ untuk kompresor dua tingkat}$$

Maka efisiensi volumetric :

$$\eta_v = 1 + 0,05 - 0,05 \left(\frac{250}{110} \right)^{1/1,25}$$

$$\eta_v = 0,953$$

$$\eta_v = 95,3\%$$

Temperature awal kompresi tingkat I (TI)

$T_3 = 55,4$ of (temperature freon 22 masuk)

$$T_3 = 286^\circ \text{K}$$

Volume awal kompresi tingkat I (V1)

$$V_1 = \frac{Q}{n \cdot 60 \cdot \eta_{vo}}$$

Dimana :

Q = kapasitas kompresor
(4,83 m³/jam)

η_{vo} = efisiensi volumetric

$v_o = 0,953$

n = 1450 rpm

Maka volume awal kompresi tingkat I (V1)

$$V_1 = \frac{4,83}{0,953 \times 1450 \times 60}$$

$$= 0,0000582$$

$$V_1 = 5,82 \cdot 10^{-5} \text{m}^3$$

Temperature akhir kompresi tingkat I (T3)

$$T'3 = T3 (R_i)^{\gamma-1/\gamma}$$

Dimana :

R_i = pressure ratio (1,50)

γ = indeks politropik (1,4)

Maka temperature akhir kompresi tingkat I :

$$T'3 = 286(1,50)^{1,4-1/1,4}$$

$$T3 = 321,12^\circ\text{k}$$

Volume akhir kompresi tingkat I (V3)

$$V = V_1(1/R_i)^{1/\gamma}$$

$$= 5,82 \cdot 10^{-5}(1/1,50)^{1/1,4}$$

$$= 4,356 \cdot 10^{-5} \text{m}^3$$

Temperature akhir pengeluaran tingkat I (T3'')

$$T3'' = \frac{T3' \cdot V''^3}{V3'}$$

Dimana :

$$V3'' = VC = 0,04 \cdot V1$$

$$= 0,04 (5,82 \cdot 10^{-5})$$

$$V3'' = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{m}^3$$

Maka :

$$T3'' = \frac{321,12(2,3 \cdot 10^{-6})}{4,356 \times 10^{-5}}$$

$$T3'' = 16,95^\circ\text{k}$$

Volume akhir pengeluaran tingkat I (V3)

$$V3 = VC = 2,3 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

Temperature akhir ekspansi tingkat I (T4)

$$T4 = T3(1/R_i)^{\gamma-1/\gamma}$$

$$= 16,95(1/1,50)^{1,4-1/1,4}$$

$$T4 = 15,09^\circ\text{k}$$

$$= 16,95(1/1,50)^{1,4-1/1,4}$$

$$T4 = 15,09^\circ\text{k}$$

Volume akhir ekspansi tingkat I (V4)

$$V4 = V3(R_i)^{1/\gamma}$$

$$= 2,3 \times 10^{-6}(1,50)^{1/1,4}$$

$$= 3,07 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

Tekanan akhir ekspansi tingkat I

$$P'3 = P3 \left(\frac{V1}{V3'}\right)^\gamma$$

$$P'3 = 110 \left(\frac{5,28 \cdot 10^{-5}}{4,356 \cdot 10^{-5}}\right)^{1,4}$$

$$P3' = 165,02 \text{ psia}$$

$$P3' = 11,6 \text{ kg/cm}^2$$

4.8 Perhitungan Thermodinamika Silinder Tingkat II

Temperatur awal kompresi tingkat II (T5)

T5 = Temperatur keluar intercooler

$$= 31^\circ\text{C} \text{ (direncanakan)}$$

$$= 304^\circ\text{k}$$

Volume awal kompresi (V5)

$$V_5 = \frac{(V_2 - V_3) \cdot T_5}{T_2}$$

$$= \frac{(4,356 \cdot 10^{-5} - 2,3 \cdot 10^{-6}) \cdot 304}{421,12}$$

$$V_5 = 3,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Temperature akhir kompresi (T6)

$$T_6 = T_5 \cdot (R_i)^{\gamma - 1/\gamma}$$

$$= 304(1,50)^{1,4 - 1/1,4}$$

$$T_6 = 341,33^\circ \text{ k}$$

Volume akhir kompresi (V6)

$$V_6 = V_5(1/R_i)^{1/\gamma}$$

$$= 3,9 \cdot 10^{-5} (1/1,50)^{1/1,4}$$

$$V_6 = 2,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

UKURAN UKURAN UTAMA KOMPRESOR

5.1 Silinder

Sebuah silinder yang baik harus mempunyai sifat-sifat sebagai berikut;

- Tahan terhadap gesekan
- Tahan terhadap tahanan yang cukup tinggi
- Tahan terhadap temperature yang cukup tinggi

5.1.1 Ukuran Diameter Silinder Tingkat I

Diameter silinder dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \gamma \cdot i \cdot n \cdot \eta_{vo}}} \dots (\text{Lit. 3 hal 87})$$

Jadi diameter silinder tingkat I (D1) adalah :

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \times 0,0805}{3,14 \times 1 \times 0,514 \times 1450 \times 0,953}}$$

$$D_1 = 0,052 \text{ m}$$

$$D_1 = 5,24 \text{ cm}$$

$$D_1 = 5,5 \text{ cm (direncanakan)}$$

5.1.2 Ukuran Panjang Langkah Piston

Panjang Langkah piston dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\delta_1 = \gamma \times D \dots (\text{Lit. 3 hal 158})$$

Jadi Panjang Langkah piston (S1) adalah :

Dimana :

δ_1 = panjang Langkah piston

D1 = diameter silinder

$$D_1 = 5,5 \text{ cm}$$

γ = perbandingan Langkah piston terhadap diameter

$$\gamma = 0,514$$

$$\delta_1 = 0,514 \cdot 5,5$$

$$= 2,8 \text{ cm} = 3 \text{ cm (diambil)}$$

5.1.3 Pemeriksaan Terhadap Kecepatan Rata-rata Piston

Kecepatan rata-rata piston (cm) dapat dihitung dengan rumus :

$$\text{cm} = \frac{\delta \cdot N}{30} \dots (\text{Lit. 3 hal 85})$$

$$= \frac{0,03 \times 1450}{30}$$

$$\text{Maka cm} = 1,45 \frac{\text{m}^2}{\text{det}}$$

5.1.4 Pemilihan Bahan Silinder

Pemilihan bahan silinder didasarkan atas sifat-sifat seperti tertera pada 5.1 sehingga penulis memilih bahan untuk silinder dari type "Gray Cast Iron" SAE 122 komposisi : C = 0,25%, Si = 0,17%, Mn = 0,5%, Fe = sisanya dengan kekuatan Tarik (tensik strength) = 15.000 psi (3102,6 $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$) (V) = 8.

$$\tau_t = \frac{\tau_t}{V}$$

$$= \frac{3102,6}{8}$$

$$\tau_t = \frac{387,83 \text{ kg}}{\text{m}^3}$$

5.1.5 Tebal Dinding Silinder Tingkat I

Tebal dinding silinder tingkat I didapat dari standart yang sesuai untuk diameter silindernya yaitu untuk diameter $D = 5,5$ cm didapat :

$$td = 0,18 \text{ cm} \dots \dots \dots (\text{Lit. 3 hal 517})$$

5.1.6 Pemeriksaan Silinder Tingkat I

Pemeriksaan kekuatan silinder didasarkan atas tegangan tangensial yang timbul pada silinder yaitu :

$$\tau_t = \frac{P_1 (1-\mu)D_1^2 + (1+\mu)D_0^2}{(D_0^2 - D_1^2)} \dots (\text{Lit. 11 hal 409})$$

Dimana :

P = Tekanan uap keluar silinder tingkat I

$$= 11,6 \text{ kg/cm}^2$$

μ = poisson ratio

= 0,27 untuk gray cast iron..... (Lit. 11 hal 377)

D_1 = Diameter silinder bagian dalam

$$= 5,5$$

D_0 = Diameter silinder bagian luar

$$= d_i + 2t$$

$$= 5,5 + 2 \cdot 0,81 \quad D_0 = 7,12$$

Maka :

$$\tau_t = \frac{11,6 (1-0,27)5,5^2 + (1+0,27) 7,12^2}{(7,12^2 - 5,5^2)}$$

$$= \frac{11,6 (22,08) + (64,38)}{20,44}$$

$$\tau_t = 49,06 \frac{\text{Kg}^2}{\text{cm}}$$

5.1.7 Tebal kepala silinder tingkat I

Tebal kepala silinder dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$T_{ki} = C \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{P}{\tau_t}} \dots \dots \dots (\text{Lit. 11 hal. 415})$$

Maka table kepala silinder tingkat I adalah :

$$T_{k1} = 0,31 \cdot 5,5 \sqrt{\frac{11,6}{387,83}}$$

$$= 0,29$$

$$T_{k1} = 0,5 \text{ cm}$$

5.1.8 Ukuran diameter silinder tingkat II

Diameter tingkat II ini dihitung dengan menganggap bahwa putaran langkah piston dan efisiensi volume keseluruhan sama dengan silinder tingkat I, maka diameter silinder tingkat II dapat dari hubungan :

$$i_1 \cdot A_1 \cdot P_1 = i_1 \cdot A_1 \cdot P_2 \dots \dots (\text{Lit. 3 hal 86})$$

5.1.9 Tebal Dinding Silinder Tingkat II

Tebal dinding silinder tingkat II juga didapat dari standart yang sesuai dengan diameter silindernya, yaitu :

$$\text{Untuk } D = 4,5 \text{ cm}$$

$$T_{d2} = 0,51 \text{ cm}$$

5.1.10 Pemeriksaan Kekuatan Silinder Tingkat II

Pemeriksaan kekuatan silinder tingkat II juga dilakukan dengan menghitung tegangan tangensial yang timbul yaitu :

$$T_t = \frac{P_2 (1-\mu)D_1^2 + (1+\mu)D_0^2}{(D_0^2 - D_1^2)} (\text{Lit. 3 hal 90})$$

Dimana :

P2 = Tekanan udara keluar silinder tingkat II

$$= 17,575 \text{ kg/cm}^2$$

D1 = Diameter silinder bagian dalam 4,5 cm

Do = Diameter silinder bagian luar

$$= 4,5 + (2 \times 0,51)$$

$$Do = 5,52 \text{ cm}$$

Jadi tegangan tangensial yang timbul adalah

$$\tau_t = \frac{17,575 (1-0,27)4,5^2 + (1+0,27) 5,52^2}{(5,52^2 - 4,5^2)}$$

$$\tau_t = \frac{259,8 + 22,24}{10,22}$$

$$\tau_t = 27,59 \text{ kg/cm}^2$$

5.1.11 Tebal Kepala Silinder Tingkat II

Tebal kepala silinder dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Tk_2 = C \cdot D_2 \sqrt{P/t} \dots (\text{Lit. 11 hal 445})$$

Dimana :

Tk₂ = Tebal kepala silinder

c = Konstanta (0,31)

D₂ = Diameter tingkat II

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

P2 = Tekanan udara keluar silinder tingkat II

$$= 17,575 \text{ kg / cm}^2$$

τ_t = Tegangan Tarik izin bahan (387,83 kg / cm²)

Maka tebal kepala silinder tingkat II adalah :

$$Tk_2 = 0,31 \cdot 4,50 \frac{\sqrt{17,575}}{387,83}$$

$$= 0,296 \text{ cm}$$

Tk₂ = 0,3 cm (direncanakan)

5.1.12 Jumlah Baut Pengikat Kepala Silinder

Untuk silinder tingkat I :

$$i_1 = 0,38 \cdot D_1 + 4 \dots (\text{Lit. 11 hal 417})$$

dimana :

i₁ = Jumlah baut

D1 = Diameter silinder tingkat I

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

D1 = 2,6 inc

Maka jumlah baut untuk mengikat kepala silinder tingkat I

$$i_1 = 0,38 \cdot 2,16 + 4$$

$$= 4,8 \text{ (diambil jumlah baut 5 buah)}$$

Untuk silinder tingkat II

$$i_2 = 0,38 \cdot D_2 + 4$$

dimana :

i₂ = jumlah baut

D2 = Diameter silinder tingkat II

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

$$D_2 = 1,77 \text{ inc}$$

Maka jumlah baut untuk mengikat silinder tingkat II

$$i_2 = 0,38 \cdot 1,77 + 4$$

$$i_2 = 4,67 \text{ (diambil jumlah baut 5 buah)}$$

5.1.13 Ukuran Baut Pengikat Kepala Silinder

Bahan baut direncanakan dari baja dengan nomor ASTM – A2.84 dengan tegangan Tarik 50.000 psi. Dengan mengambil factor keamanan $V = 4$ (untuk baja ASTM – A2.84) maka diperoleh tegangan Tarik izin sebesar :

$$\tau_t = \frac{50.000}{4}$$

$$\tau_t = 12.500 \text{ psi}$$

$$\tau_t = 880,68 \text{ kg} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

1. Untuk silinder tingkat I

$$\tau_t = \frac{F1}{A}$$

Dimana:

$$F1 = 1,2 \cdot P \cdot A$$

$$= 1,2 \cdot 11,6 \cdot \frac{\pi}{4} (5,5)^2$$

$$F1 = 330,54 \text{ kg}$$

A = Luas penampang untuk 5 baut

$$= n \cdot \frac{\pi}{4} (d^2)$$

Agar konstruksi aman dioperasikan maka :

$$\tau_t \geq t$$

$$880,68 \geq \frac{330,54 \cdot 4}{5 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{330,54 \cdot 4}{5 \cdot 880,68 \cdot 3,14}}$$

$$d = 0,3$$

$$d = 0,5 \text{ cm}$$

$$880,68 \geq \frac{330,54 \cdot 4}{5 \cdot 3,14 \cdot 0,5}$$

$$880,68 \geq 168,42$$

Tegangan Tarik izin lebih besar dari tegangan Tarik yang timbul maka konstruksi aman.

2. untuk silinder tingkat II

$$F2 = 1,2 \cdot P \cdot A$$

$$= 1,2 \cdot 17,575 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (4,5)^2$$

$$F2 = 335,25 \text{ kg}$$

A = Luas penampang untuk 5 baut

$$= 5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d)^2$$

Agar konstruksi aman dioperasikan maka :

$$\tau_t \geq \tau_t$$

$$880,68 \geq \frac{335,25 \cdot 4}{4 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$880,68 \geq d = \sqrt{\frac{335,25 \cdot 4}{5 \cdot 3,14 \cdot 880,68}}$$

$$d = 0,13$$

$$d = 0,5 \text{ cm}$$

$$880,68 > \frac{335,25 \cdot 4}{5 \cdot 3,14 \cdot 0,5}$$

$$880,68 > 170,82$$

Maka tegangan Tarik ijin lebih besar dari tegangan yang timbul dalam hal ini konstruksi aman.

5.2 Piston

Piston berfungsi untuk memanfaatkan udara dengan gerak bolak balik di dalam silinder.

5.2.1 Tebal Kepala Piston

Tebal kepala piston dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$t_I = 0,43 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\tau_t}} \dots \dots \dots (\text{Lit. 11 hal 490})$$

Jadi tebal kepala piston (t_1) untuk :

1. Piston tingkat I

$$t_{II} = 0,43 \times 5,5 \frac{11,6}{658}$$

$$t_{II} = 0,31 = 0,4 \text{ cm (diambil)}$$

2. Piston tingkat II

$$t_{III} = 0,43 \cdot 4,5 \sqrt{\frac{17,575}{658}}$$

$$t_{III} = 0,31 = 0,4 \text{ cm (diambil)}$$

5.2.2 Tebal dinding piston bagian atas

Tebal bagian dinding piston bagian atas dapat dihitung dengan rumus :

$$t_{II2} = 0,18 + 0,03 \cdot d + b \dots (\text{Lit. 11 hal 501})$$

Jadi tebal dinding piston bagian atas untuk :

1. Piston tingkat I adalah :

$$t_{12} = 0,18 + (0,03 \times 5,5) + 0,58 = 0,9 \text{ cm}$$

$$t_{12} = 1 \text{ cm (diambil)}$$

2. Piston tingkat II adalah :

$$t_{II2} = 0,18 + (0,03 \times 4,5) + 0,38$$

$$t_{II2} = 0,6 \text{ cm}$$

5.2.3 Tebal Dinding Piston Sebelah Bawah

Tebal dinding piston sebelah bawah dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$T_{I3} = (0,25 - 0,35) t_2 \dots (\text{Lit. 12 hal 501})$$

Jadi untuk piston tingkat I

$$T_{I3} = (0,25 - 0,35) \cdot 1$$

$$T_{I3} = 0,3 \text{ cm (diambil)}$$

Untuk piston tingkat II

$$T_{II3} = (0,25 - 0,35) \cdot 0,6$$

$$= (0,15 - 0,21)$$

$$T_{II3} = 0,2 \text{ cm (diambil)}$$

5.2.4 Jarak Antara Ring Piston Pertama Ke kepala Piston

Jarak antara ring piston pertama ke kepala piston dapat dihitung dengan rumus :

$$h = (1 \div 1,2) t_{I3} \dots \dots (\text{Lit. 11 hal 506})$$

Jadi jarak antara ring piston pertama ke kepala piston adalah :

$$1. \text{ Piston tingkat I } = h_1 = (1 \div 1,2) \cdot 0,4 = (0,4 \div 0,48)$$

$$H_1 = 0,4 \text{ cm (diambil)}$$

$$2. \text{ Piston tingkat II } = h_1 = (1 \div 1,2) \cdot 0,4 = (0,4 \div 0,48)$$

$$H_1 = 0,4 \text{ cm (diambil)}$$

5.3 Ring Piston

Ring piston terdiri dari :

1. Ring kompresi yang mana berfungsi untuk mencegah keberadaan udara pada saat proses kompresi terjadi .

2. Ring minyak ,yang mana berfungsi untuk mencegah minyak pelumas masuk ke ring kompresi .

5.4 Pin Piston

Piston pin berfungsi untuk menghubungkan batang penghubung (connecting road) dengan piston. Pada perencanaan ini material pin piston dipilih dari low alloy steel type AISI 4320 , yang

mana tensile strengthnya (lt) adalah 150.000 psi dengan mengambil factor keamanan $V = 8$ maka tegangan Tarik izin bahan tersebut yaitu :

$$t_l = \frac{150.000}{8}$$

$$t_l = 18750 \text{ psi}$$

$$t_l = 1318,24 \text{ kg/cm}^2$$

5.5 Batang Penghubung (Connecting Road)

Batang penghubung pada sebuah kompresor brak berfungsi untuk menghubungkan piston dengan proses engkol (crank shaft), dimana dengan perantaraan batang penghubung ini gerak rotasi dari poros engkol diubah menjadi gerak translasi pada piston.

Kelengkapan Kelengkapan Kompresor

6.1 Sistem Pendinginan Kompresor

Sistem pendinginan yang terjadi pada kompresor dua bagian , yaitu :

a. Sistem pendinginan pada dinding silinder

4.1 Sistem pendinginan antara (intercooler)

6.2 Pendinginan Dinding Silinder

Hal ini dipilih karena :

1. Konstruksi lebih sederhana
2. Kompresor Oyang diperlukan tidak terlalu besar

3. Udara dapat diperoleh dengan mudah

6.3 Pendinginan Antara (Intercooler)

Intercooler yang direncanakan adalah sistem pendinginan dengan menggunakan udara sebagai media pendinginan ,dimana intercooler tersebut menggunakan sebuah pipa yang sekelilingnya terdapat sirip.

6.4 Katub Silinder

Katub silinder berfungsi untuk mengatur pemasukan dan pengeluaran uap dari dan kedalam silinder , yang mana katub ini terdiri atas dua jenis yaitu katub isap dan katub buang.

6.5 Pegas Katub

Fungsi dari pegas katub ini adalah untuk merapatkan dan mengembalikan-mengembalikan katub pada posisi semula setelah proses pengisapan dan pengeluaran.

6.6 Bantalan Poros Utama

Untuk poros dengan beban dan putaran tinggi dipakai bantalan luncur dengan pertimbangan :

- a. Pemanasan lebih mudah
- b. Mampu meredam getaran akibat adanya lapisan minyak pelumas .

5 SIMPULAN

Dari hasil perhitungan/perencanaan kompresor ini maka dapat lah hasilnya sebagai berikut :

SPESIFIKASI KOMPRESOR

Kapasitas Kompresor = 170,69 ft³/jam

Beban Pendingin = 17857,14 BTU/jam

Tekanan Exit Kondensor = 250 psia

Tekanan Evaporator = 110 psia

Spesifik Volume Refrigeran= 0,65 ft³/Lb

Jumlah Tingkat Kompresor = 2 tingkat

Daya Poros Kompresor (SHP) = 3,5 Hp

Putaran Kompresor = 1450 rpm

Efisiensi Volumetris = 95,3 %

t Kondensor = 111,2°F

RE = 68 BTU/Lb

MR = 262,6 Lb/Hr

VK = 170,69 ft³/jam

6 DAFTAR PUSTAKA

Harry. Z. Steward Pneumatics and Hydraulics, Theodore Pudel & Co 1976.

Peter Patient & Ray Picup & Normal Powel Pengantar Il-muteknik pneumatic.

Viadinir Chulmsky Reciprocating and rotary compressor SNTL publisher of theknical literatur , prahara 1935

Sulasro, Pompa dan Kompresor

PT. Pradya Pradnya Paramita, Jakarta, 1935

Bernard D. Wood & Zulkifli Harahap Penerapan Thermodinamika. Penerbi Erlangga, 1987

Ferdinan L. Siregar, Andrew Pytel & Darwin Sebayang Kekuatan bahan Penerbit Erlangga.

S. timosenko Strength of material, part I elementary New York 1976

Ernest E lud wing Applied process design for cemical and petro chemical palants.

JP. Holman & jasti Perpindaahan calor Penerbit erlangga, Jakarta.

Frank P. incroper & davit P. Dewit Fundamental heat transfer John wilky & son USA

Mallev. VL. Internal combustion engine

MC. graw hill book compeny Second edition, Tokyo 1973.

Carl. R. parker Materials Mc graw hill Book compeny, 1967

Fritz dietsel & dakso sriyono Turbin, pompa dan kompresor Penerbit erlangga,1988.

Harm hafman harun Energi angin Ina cipta, 1987.

LC. Lichty Internal combustion engine, second edition Mc. Graw hill book compeny Tokyo, 1951.

A.R. holonwho Dinamika pemesinan Penerbit erlangga, 1985.

Joseph H. Keenan Gos table, second edition John Willey & son USA.

J. Kenneth Salisbury kents. mechanical engineers hand book, engineering series.

Sulasro dan Kiyokarsa Suga Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

William C. Reynolds & Henry C. Perkins & Filino Harahap Phd & Pantur silaban Termodinamika Teknik, edisi kedua Penerbit Erlangga, 1983.

Wilbert F. Stoeker, Jerold W. Jones Refrigerasi dan pengkondisian udara Penerbit Erlangga, 1989.

Jay Matle and the staff of chemical engineering fluid Motors, pumps, compressor, fans & blowers McGraw Hill Publication Co New York, NY, 1978.

Horries Caude Modern Air Conditioning McGraw Hill & Co New York, 1980

Carrier Hand Book of Air Conditioning Sistem Design McGraw Hill

Ashrae Refrigeration System And Application American Society of Heating, Refrigeration And Air Conditioning Engineers, Inc, 1986

Trane Manual Air Conditioning Introduction to Control Application, The Trane Company.