

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN



TUGAS SARJANA

TURBIN GAS

PENGGERAK GENERATOR LISTRIK
DAYA 130 MW



Oleh:

Muhammad Ilham

NIM: 98.813.0012

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN



TUGAS SARJANA

TURBIN GAS

PENGGERAK GENERATOR LISTRIK
DAYA 130 MW



Mengetahui
Komisi Pembimbing:

Pembimbing I

(Ir. Husin Ibrahim)

Pembimbing II

(Ir. Syafrian Lubis)

Mengetahui:

Ketua Jurusan

(Ir. Amirsyam Nst, MT)

Dekan



(Drs. Dadan R, Meng, Sc)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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
SPEKIFIKASI TUGAS SARJANA	ii
DAFTAR ISI	iii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Pendahuluan.....	1
1.2. Pandangan Umum Tentang Turbin Gas	2
1.3. Cara Kerja Turbin Gas.....	4
1.4. Siklus Dasar Turbin Gas.....	5
BAB II ANALISA THERMODYNAMIKA DAN PERENCANAAN	
UNIT KOMPRESOR	9
2.1. Jenis-Jenis Kompresor.....	10
2.2. Analisa Thermodynamika Kompresor.....	12
2.3. Perencanaan Bagian-Bagian Utama Kompresor	15
2.3.1. Jumlah Tingkat Kompresor.....	15
2.3.2. Poros Utama (<i>Tie Rod</i>).....	21
2.3.3. Sudu Kompresor	23
2.3.4. Disk Kompresor	31

BAB III PERENCANAAN RUANG BAKAR	35
3.1. Ruang Bakar	35
3.2. Analisa Bahan Bakar dan Reaksi Pembakaran.....	39
3.3. Luas dan Diameter Casing.....	44
3.4. Tabung Api (<i>Linier</i>) Ruang Bakar.....	45
BAB IV ANALISA THERMODINAMIKA DAN PERENCANAAN	
UNIT TURBIN	48
4.1. Pemilihan Jenis Turbin	48
4.2. Analisa Thermodinamika dan Perencanaan Unit Turbin.....	50
4.3. Perencanaan Sudu dan Disk Turbin.....	57
4.4. Perencanaan Poros Penghubung (<i>Central Hollow Shaft</i>).....	74
BAB V BANTALAN DAN PELUMASAN	76
5.1. Pembebanan Unit Turbin.....	76
5.1.1. Pembebanan Aksial.....	76
5.1.2. Pembebanan Radial.....	77
5.2. Perencanaan Bantalan Luncur	79
5.2.1. Perencanaan Bantalan Luncur Turbin	80
5.2.2. Perencanaan Bantalan Luncur Kompresor.....	82
5.3. Perencanaan Bantalan Aksial	84
5.4. Putaran Kritis	86
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	91

DAFTAR PUSTAKA

GAMBAR

© 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

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Pendahuluan

Turbin gas adalah turbin dengan gas sebagai tanda fluida kerjanya. Sebenarnya turbin gas hanya merupakan komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen utama, yaitu: kompresor, ruang bakar (*Combustion Chamber*), serta turbin. Gagasan tentang turbin gas bukanlah suatu yang baru. Menurut Dr.J.T.Retallia sistem turbin gas sudah dikenal pada zaman Hero of Alexandria. Desain pertama yang penting dibuat oleh John Barber, seorang Inggris, pada tahun 1791. Sistem tersebut dikerjakan dengan gas hasil pembakaran batu bara, kayu atau minyak bakar. Kompresor digerakkan oleh turbin dengan perantara rantai roda gigi.

Pengujian terhadap sistem turbin gas dilaksanakan pada tahun 1900 dan 1904, tetapi tidak menunjukkan hasil yang memuaskan. Hal ini terutama karena pada waktu itu efisiensi kompresor sangat rendah. Boleh dikatakan baru sekitar tahun 1935 sistem turbin gas mengalami kemajuan pesat dimana dapat diperoleh efisiensi total sebesar $\pm 15\%$. Usaha untuk memperbaiki konstruksi dan efisiensi berjalan terus, terutama menjelang berakhirnya perang dunia II. Pada waktu tersebut penelitian yang dilakukan ditekankan kepada kemungkinan penggunaan sistem turbin gas sebagai mesin penggerak pesawat terbang.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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)28/12/23

Berdasarkan pengetahuan dan teknologi yang diperoleh dari usaha tersebut dan ditambah dengan kemajuan dalam bidang material maka pada waktu ini mesin turbin gas sudah mampu menghasilkan daya diatas 100 MW, dengan efisiensi kompresor dan turbin mencapai diatas 90% dan temperatur kerjanya dapat mencapai 1.100°C , efisiensi total dapat dicapai 25 – 356%.

1.2. Pandangan Umum Tentang Turbin Gas

Turbin gas adalah suatu konversi energi yang mengubah energi kimia (bahan bakar) menjadi energi mekanis putaran. Bahan bakar (dalam hal ini Gas) dibakar dalam ruangan bakar (*Combustion Chamber*) ditambah dengan udara. Gas hasil pembakaran secara langsung digunakan sebagai medium penggerak sudu-sudu turbin, sehingga turbin gas tergolong kedalam rotating engine. Turbin gas yang dibicarakan disini adalah menggunakan bahan bakar gas alam (*Liquid-Natural Gas*) tetapi dapat juga menggunakan minyak berat (*High Speed Diesel*).

Turbin gas pembangkit daya (*Gas Turbine Power Plant*) dapat diklasifikasikan dari beberapa kriteria yaitu:

1. Segi Siklus:

- a. Siklus terbuka (*Open Cycle*)
- b. Siklus Penutup (*Closed Cycle*)

2. Tipe Pembakaran:

- a. Pembakaran Kontinu
- b. Pembakaran Intermitten

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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)28/12/23

3. Segi Pemakaian:

A. Pesawat Terbang (*Air Craft*)

- a. Turbo Jet
- b. Turbo Prof
- c. Turbo Fan

B. Stasioner

- a. Unit beban puncak (*Peak Load*).
- b. Unit beban dasar (*Base Load*).
- c. Unit Industri.

C. Lokomotif

D. Marine

E. Transportasi

4. Menurut susunannya:

A. Simple

B. Single shaft

C. Reheat

D. Inter cooling

E. Regenerating

F. Kombinasi

5. Menurut jenis bahan bakar:

A. Bahan bakar padat

B. Bahan bakar cair

C. Bahan bakar gas

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

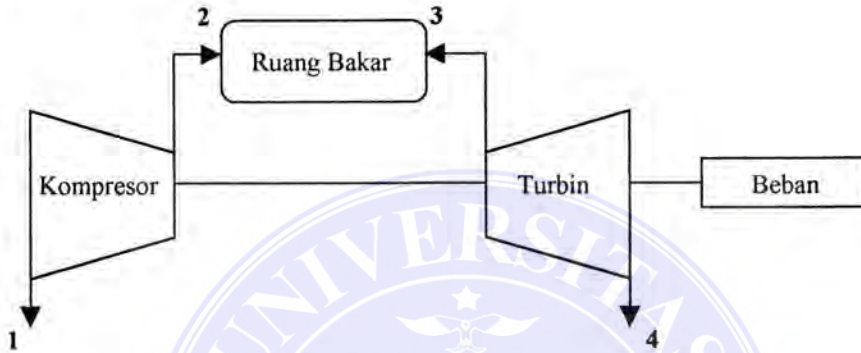
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

Access From (Repository.uma.ac.id)28/12/23

1.3. Cara Kerja Turbin Gas

Seperti yang telah diketahui bahwa sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen utama, yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin diperlihatkan pada gambar 2.1:



Gambar 1.1 Siklus Turbin

Untuk start awal digunakan sebuah alat “*Start-Up Frequency Converter*” yang berfungsi mengubah generator menjadi motor hingga putaran 60% atau ± 2100 rpm.

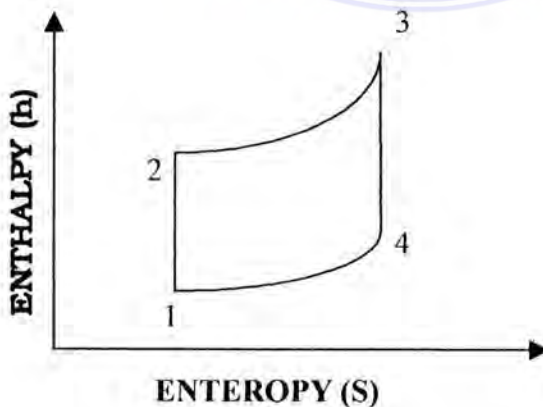
Pada putaran 400 ÷ 2100 rpm ini kompresor telah mampu menyediakan udara pembakaran sesuai dengan kondisi yang diinginkan. Pada saat busi mengeluarkan bunga api (*Ignition*) nozel fuel bekerja menyemprotkan bahan bakar. Hasil pembakaran berupa energi panas yang mengalir dengan kecepatan tinggi dengan bantuan transision piece dialirkan menjadi energi kinetik (kecepatan) kemudian diarahkan ke sudu turbin.

Energi kinetis ini dapat dipakai untuk mendorong sudu-sudu turbin sehingga poros berputar dan menghasilkan energi mekanis. Energi mekanis ini kira-kira $\pm 60\%$ digunakan untuk menggerakkan kompresor dan selebihnya untuk memutar generator

dan sebagainya. Gas bekas setelah melewati turbin dibuan menuju pembuangan (*Exhaust*) terus ke stack.

1.4. Siklus Dasar Turbin Gas

Seorang sarjana teknik asal Boston Inggris, GEORGE BRAYTON pada awal abad ke-19 menemukan siklus dasar turbin yang dikenal dengan “*BRAYTON CYCLE*”. Siklus ini terdiri dari sebuah proses pemasukan panas pada tekanan konstan, kemudian diekspansi secara isotropik dan disertai dengan proses pengeluaran panas pada tekanan konstan. Siklus yang sama juga ditemukan oleh RANKINE pada pertengahan abad ke-19. Perbedaan siklus tersebut terletak pada fluida kerjanya, dimana siklus Brayton bekerja pada zat gas fasa tunggal. Sedangkan siklus Rankine bekerja pada zat dalam fasa cair dan gas (dua fasa) dengan proses perubahan fasa terjadi selama proses tekanan konstan (*Isobaric Process*). Brayton ideal dengan koordinat termodinamis temperatur (*Enthalpy*) versus entropy untuk medium kerja gas ideal, pada gambar 2.2:



Gambar 1.2. Diagram h-s Ideal Sistem Turbin

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

Pada siklus ini berlaku pressure ratio untuk proses kompresi dan ekspansi adalah:

$$\frac{P_2}{P_1} = P_c; \frac{P_3}{P_4} = P_t; \text{dimana } P_c = P_t$$

Dengan menggunakan hukum termodinamika I untuk setiap proses steady state pada masing-masing sistem yang ditunjukkan dalam diagram energi serta dengan mengabaikan perubahan energi potensial didapat:

Kerja kompresi (sistem panas):

$$W_c = m (h_2 - h_1) \dots\dots\dots \text{Kkal/s}$$

Pemberian panas (sistem 2):

$$Q_{in} = m (h_3 - h_2) \dots\dots\dots \text{Kkal/s}$$

Kerja ekspansi (sistem 3):

$$W_c + W_b = m (h_3 - h_4) \dots\dots\dots \text{Kkal/s}$$

Kerja turbin total:

$$W_1 = W_c + W_b \dots\dots\dots \text{Kkal/s}$$

Pengeluaran panas (sistem 4):

$$Q_{out} = m (h_4 - h_1) \dots\dots\dots \text{Kkal/s}$$

Kerja Netto:

$$W_b = Q_{in} - Q_{out}$$

$$= m (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) = m (h_3 - h_2 - h_4 - h_1)$$

Efisiensi thermal siklus:

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{W_2}{h_3} \\ &= \frac{h_3 - h_2 - h_4 + h_1}{h_3 - h_2} \\ &= 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \end{aligned}$$

Dewasa ini siklus Brayton sudah dimodifikasi menjadi dua kelompok yaitu:

1. Siklus terbuka (*Open cycle*).
2. Siklus tertutup (*Closed cycle*).

Untuk pemakaian industri stasioner, turbin gas yang sering digunakan adalah tipe siklus sederhana terbuka terutama untuk bahan yang besar. Pada perencanaan ini dipilih siklus sederhana terbuka yang mempunyai beberapa keuntungan antara lain:

- 1) Komponennya sederhana, mudah dan murah biaya pembangunannya.
- 2) Operator pengedali lebih sedikit dibanding siklus lain.
- 3) Biaya operasionalnya lebih rendah dan mudah dalam perawatan.

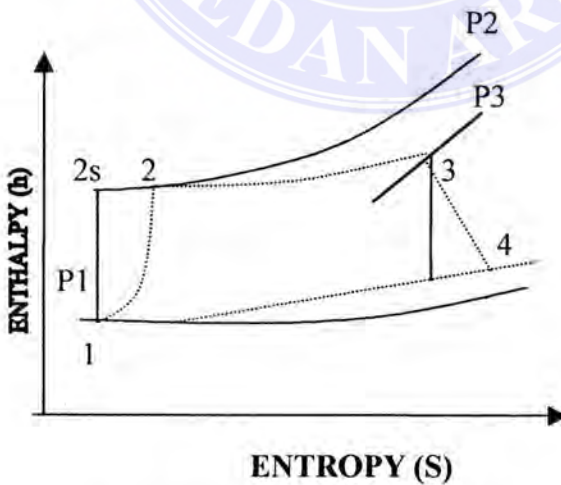
Selain itu siklus ini mempunyai kekurangan yaitu efisiensi siklusnya lebih rendah dari siklus lainnya.

Pada siklus sederhana terbuka pada kenyataannya akan terjadi penyimpangan-penyimpangan dari siklus idealnya misalnya disebabkan oleh losses pada prosesnya.

Penyimpangan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut:

1. Pada kompresor, karena tidak terjadinya proses kompresi secara adiabatik atau isentropis yang sempurna, sehingga kerja aktual lebih besar daripada kerja idealnya.
2. Penurunan tekanan selama proses pembakaran, sehingga menyebabkan proses pembakaran tidak terjadi tekanan.
3. Pada turbin, karena proses ekspansi tidak terjadi secara isentropik, maka kerja aktualnya lebih kecil dari kerja idealnya.
4. Adanya variasi panas jenis dari fluida kerja, akibat adanya perubahan-perubahan temperatur yang menyebabkan perubahan panas jenis kerja fluida.
5. Proses ekspansi yang tidak sempurna menyebabkan tekanan gas keluar turbin lebih tinggi dari tekanan idealnya.

Keseluruhan dari losses yang terjadi diatas untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 1.3:



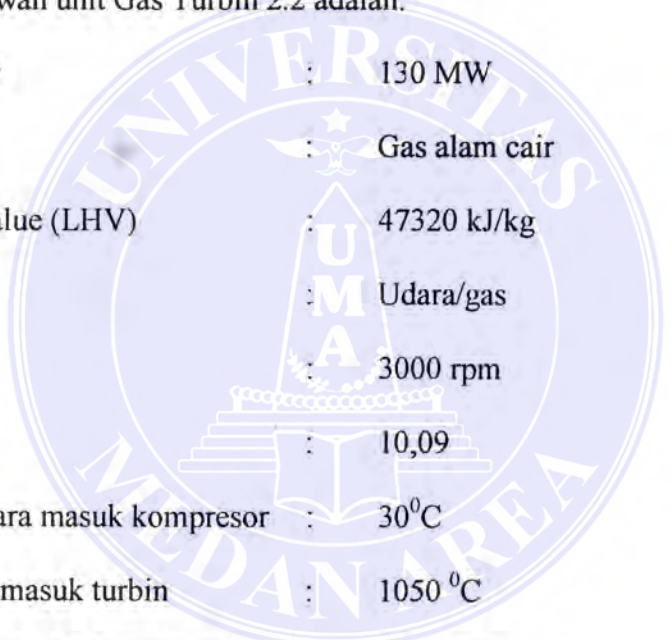
Gambar 1.3 h - s Siklus Brayton

BAB II

ANALISA THERMODINAMIKA DAN PERENCANAAN

UNIT KOMPRESOR

Dalam merancang ulang sistem turbin gas penggerak generator listrik, spesifikasi teknik desain yang ditetapkan sesuai dengan spesifikasi tugas dan data survei di PLTGU Belawan unit Gas Turbin 2.2 adalah:

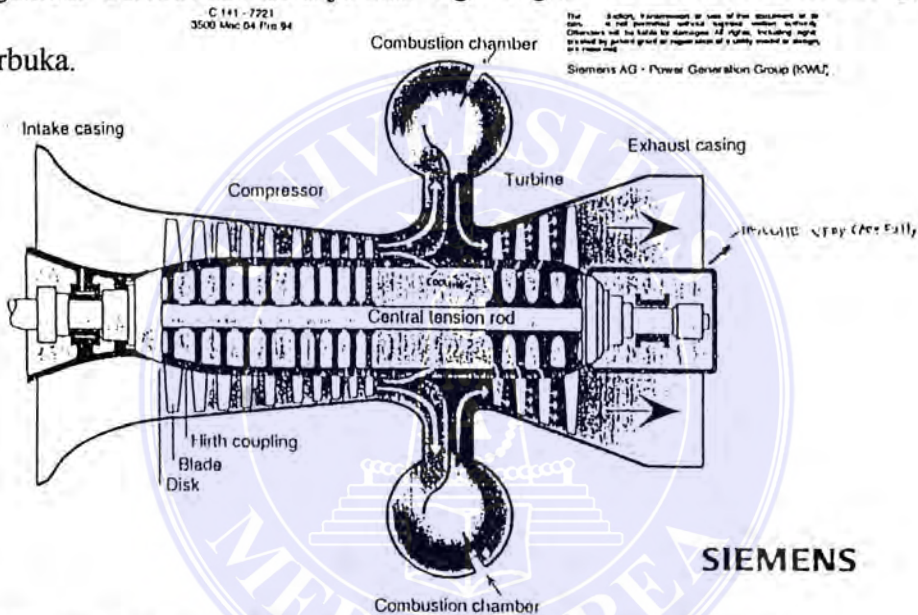


1. Daya generator	: 130 MW
2. Bahan bakar	: Gas alam cair
3. Low heating value (LHV)	: 47320 kJ/kg
4. Fluida kerja	: Udara/gas
5. Putaran	: 3000 rpm
6. Pressure ratio	: 10,09
7. Temperature udara masuk kompresor	: 30 ⁰ C
8. Tekanan udara masuk turbin	: 1050 ⁰ C
9. Tekanan udara masuk kompresor	: 1,013 bar
10. Efisiensi kompresor (η_k)	: 0,85
11. Efisiensi turbin (η_T)	: 0,95
12. Efisiensi ruang bakar (η_{rb})	: 0,98
13. Efisiensi generator (η_g)	: 0,95

2.1. Jenis-Jenis Kompresor

Prinsip kerja kompresor adalah merupakan kebalikan dari turbin reaksi, dimana kompresor berfungsi sebagai penghisap sejumlah “*Compressible Gas*” dan menempatkan menjadi volume yang lebih kecil, akibatnya temperatur dan tekanan fluida akan naik.

Pada gambar berikut ini ditunjukkan tiga bagian utama sistem turbin gas sederhana terbuka.



Gambar 2.4. Bagan Memanjang Sistem Turbin Gas (Contoh)

Pada dasarnya prinsip kerja didalam kompresor terjadi 3 (tiga) proses penting, yaitu:

- a. Proses penghisapan, dimana udara dihisap ke dalam kompresor.
- b. Proses pemampatan (*Compression*) dimana udara yang masuk kedalam kompresor dimampatkan dengan menurunkan dan (mengecilkan) volume dari fluida kerja, akibat dari fluida kerj, akibatnya tempratur dan tekanannya menjadi naik.

c. Pengeluaran (*Discharge*) yaitu proses pengeluaran fluida kerja dari kompresor.

Menurut kegunaannya jenis kompresor dapat digolongkan menjadi 2 (dua) jenis yaitu:

A. Positif Displacement Kompresor

Untuk jenis ini proses pemampatan udara terjadi secara periodik, fluida dikompresikan dengan mengurangi volume jenis, jenis kompresor ini terdiri dari:

- a. Reciprocating kompresor
- b. Rotary kompresor
- c. Membrane kompresor

B. Dynamic Kompresor

Pada jenis ini pemampatan udara terjadi secara kontinu. Jenis kompresor ini antara lain:

- a. Centrifugal flow kompresor
- b. Axial flow kompresor
- c. Mixed flow kompresor

Untuk memilih jenis kompresor yang sesuai untuk sistem turbin gas harus memiliki efisiensi tinggi, berkapasitas besar dan mampu untuk dipakai tugas berat serta menghasilkan massa flow rute udara yang besar. Sesuai dengan tugas-tugas diatas tipe kompresor axial sangat cocok dipakai untuk sistem turbin gas yang akan direncanakan karena efisiensi mencapai 90% dengan perbandingan tekanan mencapai 12 bar. Namun demikian oleh karena perbandingan tekanan yang dihasilkan setiap tingkatnya hanya berkisar antara $1,05 \div 1,15$. Maka untuk menghasilkan

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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)28/12/23

perbandingan tekanan yang tinggi diperlukan jumlah tingkat yang lebih banyak. Hal ini mengakibatkan ukuran kompresor akan aksial menjadi panjang.

2.2. Analisa Thermodinamika Kompresor

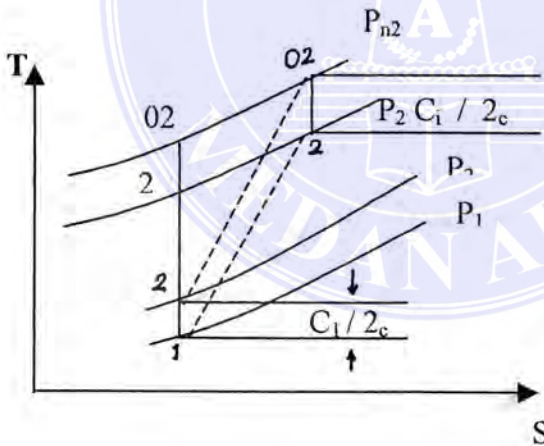
Analisa dan perencanaan ini dimaksudkan adalah untuk menentukan kondisi udara masuk dan keluar kompresor serta besarnya daya yang digunakan untuk menggerakkan kompresor.

A. Kondisi Udara Masuk Kompresor (Kawasan Belawan)

$$T_a = 30^{\circ}\text{C} = 303,15 \text{ K}$$

$$P_a = 1,013 \text{ bar}$$

Pada gambar berikut ini diperlihatkan proses kompresi pada kompresor:



Gambar 2.5 Stagnatis Stater

1. Kondisi Stagnasi

$$P_{01} = P_a - P_f \quad ; \quad P_f = \text{Penurunan tekanan dan filter udara} = 0,02 \text{ bar}$$

$$= 1,013 - 0,02$$

$$= 0,993 \text{ bar}$$

$$T_{01} = \frac{T_a}{\left[\frac{P_a}{P_{01}} \right]^{\frac{(r-1)\eta_{pf}}{r}}} \quad ; \eta_{pf} = \text{efisiensi politropik filter udara} = 0,9 \text{ bar}$$

Dimana:

Ca = Kecepatan aksial udara, Menurut (Lit.2 hal.165) antara 150÷200 m/s

= Diambil 150 m/s .

$$T_1 = 301,61 - \frac{150^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} \rightarrow P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{y}{y-1}}$$

$$= 0,993 \left[\frac{290,42}{301,61} \right]^{3,5}$$

$$= 0,870 \text{ bar}$$

$$= 290,42 \text{ k} \approx 17,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

B. Kondisi Udara Keluar Kompresor

1. Kondisi Stagnasi

$$P_{02} = C_R \times P_{01}$$

$$= 10,19 \times 0,993$$

$$= 10,02 \text{ bar}$$

$$T_{02} = T_{01} (C_R)^{\frac{r-1}{r \cdot \eta_{pk}}} \quad ; \eta_{pk} = \text{Efisiensi politropik} = 0,9$$

$$= 301,61 \times 10,02^{\frac{(1,4-1)}{(1,4 \times 0,9)}}$$

$$= 626,88 \text{ K} \approx 353,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 28/12/23

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)28/12/23

2. Kondisi Statik

$$T_2 = T_{02} - \frac{Ca^2}{2 \cdot C_{pa}}$$

$$T_1 = 626,88 - \frac{150^2}{2 \times 1,005 \times 10^3}$$

$$= 615,69 \text{ K} \approx 342,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{r}{r-1}}$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{615,60}{626,88} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$= 9,408 \text{ bar}$$

Kerja yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor per unit mass flow adalah (Wtc):

$$Wtc = \frac{C_{pa}(T_{02} - T_a)}{\eta_m}$$

Dimana: η_m = efisiensi mekanik (Lit.2 hal.50) = 0,99

Temperatur ekuivalen untuk kerja kompresor ΔT_{02a} atau $T_{02} - T_a$ adalah:

$$T_{02} - T_2 = \frac{T_a}{\eta_k} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_a} \right)^{\frac{(r-1)}{r}} - 1 \right]$$

$$= \frac{303,15}{0,85} \left[\left(\frac{10,02}{1,013} \right)^{\frac{(1,4-1)}{1,4}} - 1 \right]$$

$$= 329,79 \text{ K}$$

Maka:

$$W_{tc} = \frac{1,005 + 329,79}{0,99}$$

$$= 334,79 \text{ Kj/Kg}$$

2.3. Perencanaan Bagian-bagian Utama Kompresor

Perencanaan bagian-bagian dari kompresor yang akan dibahas meliputi:

1. Jumlah tingkat kompresor
2. Poros utama (*Tie rod*)
3. Sudu kompresor
4. Disk kompresor

2.3.1. Jumlah Tingkat Kompresor

Banyaknya jumlah tingkat kompresor dinyatakan sebagai perbandingan antara kenaikan temperatur. Seluruh tingkat temperatur setiap tingkatnya. Secara matematis menurut (Lit.3 hal.127) adalah:

$$Z_k = \frac{\Delta T \alpha}{\Delta T_{os}}$$

Kenaikan temperatur seluruh tingkat adalah selisih antara temperatur udara keluar dengan udara masuk kompresor. Dari diagram h-s untuk kompresor dapat dilihat kenaikan temperatur untuk setiap tingkatnya yaitu:

$$\Delta T_{\alpha} = T_{02} - T_1$$

Sedangkan kenaikan temperatur untuk setiap tingkatnya menurut (Lit. 2 hal. 151):

$$\Delta T_{02} = \frac{\lambda}{C_p} U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

Dimana: λ = Faktor kerja setiap tingkat, besarnya antara 0,80 - 0,98 = 0,8

(diambil)

U = Kecepatan keliling sudut rata-rata = 350 m/s (Lit.2 hal.165)

β_1 = Sudut kecepatan masuk aksial

β_2 = Sudut kecepatan keluar aksial

Kerapatan udara untuk titik 1 dan 2 dari digram h - s adalah:

$$\rho = \frac{P_{01}}{R_{air} T_{01}}$$

Dimana:

$$R_{air} = 0,287 \text{ kJ/kg k}$$

$$\rho_1 = \frac{0,993 \times 10^2}{0,287 \times 301,61}$$

$$= 1,147 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_2 = \frac{P_{02}}{R \cdot T_{02}} = \frac{10,02 \times 10^2}{0,287 \times 626,88}$$

$$= 5,569 \text{ kg/m}^3$$

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

Jari-jari puncak sudu kompresor adalah (r_t):

$$r_t^2 = \frac{m_{ac}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot C_2 \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]}$$

$$r_t^2 = \frac{1,286}{\left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]}$$

Kecepatan relatif sudu (U_t) diperoleh dari hubungan r_t yaitu:

$$U_t = 2\pi \cdot r_t \cdot N$$

Sehingga besarnya putaran poros rotor adalah:

$$N = \frac{U_t}{2\pi \cdot r_t} = \frac{350}{2\pi \cdot r_t}$$

Perhitungan harga r_t dan N dapat dilakukan dengan memasukkan harga-harga

(r_r/r_t) seperti pada tabel 2.3.1:

r_r/r_t	r_t (m)	N (rps)
0,40	1,237	45,05
0,45	1,270	43,88
0,50	1,310	42,56
0,55	1,385	41,05
0,60	1,418	39,32

Tabel 2.3.1 Perbandingan Dasar dan Puncak Sudu

Dari tabel (2.3.1) tersebut dapat dilihat harga yang mendekati putaran poros

3000 rpm = 50 rps adalah pada r_r/r_t .

$$R_m = \frac{r_r + r_t}{2}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$= \frac{0,495 + 1,237}{2}$$

$$= 0,866\text{m}$$

Kecepatan keliling sudu rata-rata (U_t):

$$U_t = 2\pi \cdot R_m \cdot N$$

$$= 2\pi \cdot 0,866 \cdot 50$$

$$= 271,93 \text{ m/s}$$

Sudut kecepatan masuk aksial udara tingkat pertama menurut (Lit.2 hal. 168)

adalah:

$$\tan \beta_1 = \frac{u_1}{C_a} = \frac{271,93}{150} = 1,813$$

$$\tan \beta_1 = 61,12$$

Kecepatan relatif udara masuk (V_2) dapat diketahui dengan menggunakan angka De Haller minimum yang disarankan menurut (Lit.2 hal.169) yaitu $V_2/V_1 \leq 0,72$ sehingga diperoleh:

$$V_2 = 0,72 \cdot V_1$$

$$= 0,72 \cdot 310,57$$

$$= 223,61 \text{ m/s}$$

Sudut kecepatan keluar aksial (β_2) adalah:

$$\cos \beta_2 = \frac{C_a}{v_2} = \frac{150}{223,61} = 0,671 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = 47^{\circ} 87'$$

Kecepatan relatif udara masuk (V_2) dapat diketahui dengan mempergunakan angka De Haller minimum yang disarankan menurut (Lit.2 hal.169) yaitu $V_2/V_1 \leq 0,72$ sehingga diperoleh:

$$\begin{aligned} V_2 &= 0,72 \cdot V_1 \\ &= 0,72 \times 310,57 = 223,61 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sudut kecepatan keluar aksial (β_2) adalah:

$$\cos \beta_2 = \frac{C_a}{V_2} = \frac{150}{223,61} = 0,671$$

$$\beta_2 = 47^{\circ} 87'$$

Sehingga kenaikan temperatur setiap tingkatnya adalah:

$$\begin{aligned} \Delta T_{os} &= \frac{\lambda}{C_p} \cdot U C_a \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \\ &= \frac{0,8 \cdot 271,93 \cdot 150 (\tan 61,12 - \tan 47,87)}{1,005 \times 10^3} \\ &= 22,97 \text{ K} \end{aligned}$$

Jumlah kompresor yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned} Z_k &= \frac{\Delta T_{\alpha}}{\Delta T_{os}} = \frac{T_{02} - T_1}{\Delta T_{os}} \\ &= \frac{626,88 - 290,42}{23,97} \\ &= 14,65 \approx (\text{diambil } 16 \text{ tingkat}) \end{aligned}$$

Menurut (Lit.2 hal.169) kemungkinan penggunaan kompresor mendekati 16 atau 17 tingkat adalah wajar, mengingat pengaruh faktor kerja (*work-done factor*).

Planarancangan ini diambil 16 tingkat (sesuai survei di lapangan).

Dengan 16 tingkat dan temperatur seluruhnya (ΔT_{α}) = 336,46 maka kenaikan temperatur rata-rata setipatingkatnya adalah 21,03 K. Hal ini normal dalam perencanaan untuk kenaikan temperatur yang agak rendah pada tingkat pertama dan terakhir. Pada perencanaan ini diambil $\Delta T_0 \approx 20$ K untuk tingkat pertama dan terakhir $\Delta T_0 \approx 21,17$ K untuk tingkat selebihnya.

Perbedaan tekanan untuk setiap tingkat adalah:

$$\begin{aligned}\Delta P &= C_R^{1/n} \\ &= (10,09)^{1/16} \\ &= 1,155 \text{ bar}\end{aligned}$$

Volume spesifik tiap tingkat (v) adalah :

$$\begin{aligned}v &= \frac{1}{p} = \frac{1}{1,147} \\ &= 0,872 \text{ m}^3/\text{kg}\end{aligned}$$

Selanjutnya besarnya tekanan dan temperatur setiap tingkat dihitung seperti berikut:

Tingkat I:

Masuk:	Keluar:
$P = 1 \text{ Bar}$	$P = 1,155 \cdot 1 = 1,55 \text{ Bar}$
$T = 303,15 \text{ K}$	$T = 303,15 + 20 = 323,15 \text{ K}$

Untuk lebih jelasnya kondisi setiap tingkat dapat dilihat pada tabel 2.7:

Tingkat	Udara masuk		Udara Keluar		v (m ³ /kg)	P (kg/m ³)
	p (Bar)	T (K)	P (Bar)	T (K)		
I	1.000	303.15	1.155	323.15	0.872	1.147
II	1.155	323.15	1.334	344.32	0.741	1.350
III	1.334	344.34	1.541	365.49	0.681	1.469
IV	1.541	365.49	1.780	386.66	0.624	1.604
V	1.780	386.66	2.055	407.83	0.362	1.756
VI	2.055	40783	2.374	429.00	0.570	1.928
VII	2.374	429.00	2.742	450.17	0.519	2.122
VIII	2.742	450.17	3.167	471.34	0.471	2.341
IX	3.175	471.34	3.658	492.51	0.386	1.588
X	3.658	492.51	4.225	513.68	0.349	1.866
XI	4.225	513.68	4.880	534.85	0.315	3.179
XII	4.880	534.85	5.636	556.02	1.283	3.532
XIII	5.636	556.02	6.510	577.19	1.255	3.930
XIV	6.510	577.19	7.519	598.36	0.228	4.378
XV	7.519	598.36	8.684	619.53	0.205	4.884
XVI	8.684	619.53	10.030	639.53	0.180	5.569

Tabel 2.7 Kondisi Udara Tiap Tingkat Kompresor

2.3.2. Poros Utama (Tie Rod)

Poros utama berfungsi sebagai pengikat disk kompresor, poros penghubung dan disk turbin menjadi satu. Bahan poros direncanakan adalah AISI 440 C, Menurut (Lit.4 hal.34) dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 200,335 \text{ kg/mm}^2$.

Menurut (lit.5 hal.8) tegangan geser yang diizinkan untuk bahan poros dapat dihitung dengan rumus:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{F1} \cdot S_{F2}}$$

Dimana:

S_{F1} = faktor keamanan karena batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan

tarik pada 1018-5.6 (diambil).

S_{F2} = Faktor keamanan karena pengaruh konsentrasi tegangan yang cukup besar dan pengaruh kekasaran permukaan, besarnya antara 1,3 – 3,0 (diambil 2,15).

Maka tegangan geser yang diizinkan adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{200,335}{5,6 \times 2,15} = 16,64 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 166,4 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Momen torsi yang terjadi pada poros adalah:

$$M_p = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{N_t}{N}$$

Dimana:

$$N_t = \text{Daya yang harus dibangkitkan} = 350503,35 \text{ KW}$$

$$N = \text{putaran poros} = 3000 \text{ rpm}$$

Maka:

$$\begin{aligned}M_p &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{350503,35}{3000} \\ &= 113796754,3 \text{ kg.mm} \\ &= 1,138 \cdot 10^8 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

Menurut (lit.5 hal.8) diameter poros dapat dihitung dengan persamaan:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \cdot C_b \cdot M_p}$$

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{16,64} \times 1 \cdot 1,2 \cdot 1,138 \cdot 10^8}$$

$$= 347,2 \approx 355 \text{ mm (diambil sesuai tabel)}$$

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

2.3.3. Sudu Kompresor

Dalam perencanaan sudu kompresor, akan dihitung dimensi utama dari sudu kompresor sistem turbin gas yang terlepas dari faktor-faktor yang dapat mempengaruhinya.

Perhitungan Annulus Kompresor

Annulus adalah ruang yang dibatasi oleh kompresor casing dan rotor. Masa aliran dalam laluan annulus adalah tetap (konstan). Luas annulus sisi masuk kompresor atau tingkat I (A_1):

$$A_1 = \frac{m}{\rho_1 \cdot Ca}$$

Dimana: $m = M_{ac}$ = Masa aliran udara
 $= 694,5 \text{ kg/s}$

Sehingga:

$$A_1 = \frac{694,5}{1,147 \times 150} = 4,04 \text{ m}^2$$

Luas annulus sisi keluar kompresor atau tingkat 16 (A_{16}):

$$A_{16} = \frac{m}{\rho_{16} \cdot Ca}$$

$$A_{16} = \frac{6694,5}{5,569 \times 150} = 0,83 \text{ m}^3$$

Diambil hubungan puncak dan dasar sudu (r_r/r_t) = 0,40 dengan $r_t = 1,237 \text{ m}$.

Maka:

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$r_r = r_t \cdot 0,4$

© 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

$$= 1,237 \times 0,4$$

$$= 0,495 \text{ m}$$

Jari-jari rata-rata annulus (r_m) adalah:

$$r_m = \frac{r_t + r_r}{2} = \frac{1,237 + 0,495}{2}$$

$$= 0,866 \text{ m}$$

Tinggi sudu gerak kompresor tingkat I (h_1) adalah:

$$h_1 = \frac{A_1}{2 \cdot \pi \cdot r_m} = \frac{4,04}{2 \cdot \pi \cdot 0,866} = 0,743 \text{ m}$$

Jari-jari puncak sudu (r_t) dan dasar sudu (r_r) gerak tingkat I:

$$r_t = r_m + \left(\frac{h_1}{2} \right) = 0,866 + \left(\frac{0,743}{2} \right)$$

$$= 1,238 \text{ m}$$

$$r_r = r_m - \left(\frac{h_1}{2} \right) = 0,866 - \left(\frac{0,743}{2} \right)$$

$$= 0,495 \text{ m}$$

Tinggi sudu gerak kompresor tingkat 16 (h_{16}) adalah:

$$h_{16} = \frac{A_{16}}{2 \cdot \pi \cdot r_m} = \frac{0,83}{2 \cdot \pi \cdot 0,866} = 0,153 \text{ m}$$

Jari-jari puncak (r_t) dan dasar (r_r) sudu gerak tingkat 16:

$$r_t = r_m + \left(\frac{h_{16}}{2} \right) = 0,866 + \left(\frac{0,152}{2} \right)$$

$$= 0,943 \text{ m}$$

$$r_1 = r_m - \left(\frac{h_{16}}{2} \right) = 0,866 - \left(\frac{0,152}{2} \right)$$

$$= 0,790 \text{ m}$$

Sudu gerak kompresor terdiri dari dua bagian yaitu:

- 1) Sudu Gerak (*Moving Blade*)
- 2) Sudu Tetap (*Guide Blade*)

Derajat reaksi direncanakan 50%. Maka losses pada sudu gerak sama dengan losses pada sudu tetap. Dengan demikian bentuk konstruksi sudunya akan sama pada tingkat yang sama. Hal ini menguntungkan karena mudah dalam pembuatannya dan sederhana dalam perencanaannya.

$$\alpha_1 = \beta_2 = 47^{\circ}87'$$

$$\alpha_2 = \beta_1 = 61^{\circ}12'$$

Sehingga air deflection (ϵ) diperoleh:

$$\epsilon = \beta_1 - \beta_2$$

$$= 61^{\circ}12' - 47^{\circ}87'$$

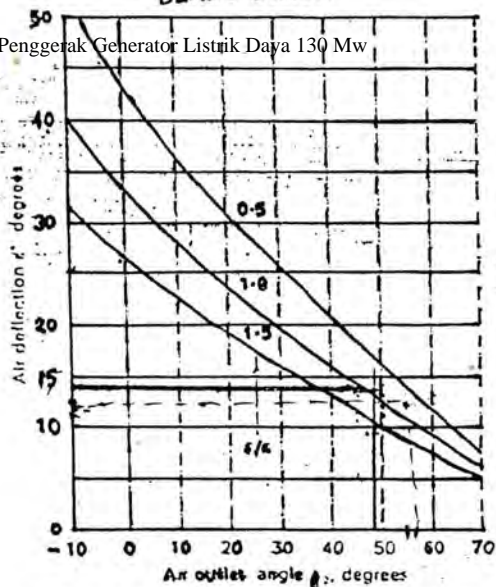
$$= 13^{\circ}25'$$

Dari (lit.2 grafik 5.26) untuk $\beta_2 = 47^{\circ}87'$ dan $\epsilon = 13^{\circ}25'$ diperoleh $s/c = 0,98$

Dimana:

C = Chord

S = Pitch or space



Gambar 2.3.3 Grafik 5.26 Hubungan S/C

“Aspect Ratio” direncanakan $\frac{h}{c}=3$, maka selanjutnya jarak pitch dari chord sudu setiap tingkat dapat dihitung, yaitu:

$$C = \frac{h}{3}$$

Untuk tingkat 1 dan 16:

$$C_1 = \frac{h_1}{3} = \frac{0,734}{3} = 0,248m$$

$$S_1 = 0,98 \cdot C_1 = 0,98 \cdot 0,248 = 0,243 m$$

$$C_{16} = \frac{h_{16}}{3} = \frac{0,153}{3} = 0,051m$$

$$S_{16} = 0,998 \cdot C_{16} = 0,98 \times 0,051$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA
= 0,005 m

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Tebal Sudu (t)

Pada perencanaan ini direncanakan tebal sudu maksimum (10% C). Sehingga tebal gerak tingkat 1 dan 16 kompresor:

$$t_1 = 10\% \cdot C = 0,10 \cdot 0,248 = 0,025 \text{ m}$$

$$t_{16} = 10\% \cdot C_{16} = 0,10 \cdot 0,051 = 0,005 \text{ m}$$

Berat Sudu (Ws)

$$W_s = \text{Volume sudu (Vs)} \times \text{Berat jenis sudu } (\gamma)$$

Dimana:

$$V_s = h \cdot c \cdot t$$

$$\gamma = 7,6 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$$

Untuk volume sudu tingkat 1 dan 16:

$$\begin{aligned} V_{s1} &= h_1 \cdot C_1 \cdot t_1 = 0,734 \cdot 0,248 \cdot 0,025 \\ &= 4,607 \cdot 10^{-3} \approx 4607 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{s16} &= h_{16} \cdot C_{16} \cdot t_{16} = 0,153 \cdot 0,051 \cdot 0,005 \\ &= 3,902 \cdot 10^{-5} \approx 39,02 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Sehingga berat sudu kompresor tingkat 1 dan 16 adalah:

$$\begin{aligned} W_{s1} &= V_{s1} \cdot \gamma = 4607 \cdot 7,6 \cdot 10^{-3} \\ &= 35 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{s16} &= V_{s16} \cdot \gamma = 39,02 \cdot 7,6 \cdot 10^{-3} \\ &= 0,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

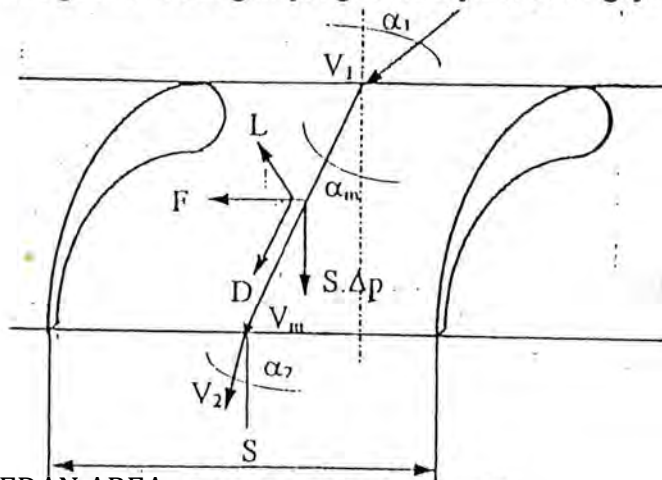
Berdasarkan hasil perhitungan dan data survei maka ukuran-ukuran utama kompresor diperlihatkan pada tabel 2.3.4:

Tingkat	Jumlah Z	Annulus A (cm ²)	Volume V (cm ³)	Berat W (kg)	Tinggi H (cm)	Tebal t (cm)	Pitch S (cm)	Chord C (cm)
1	29	404	4607	35.0	74.3	2.5	24.3	24.8
2	33	343	2783	21.2	63.1	2.1	20.6	21.0
3	37	315	2123	16.1	57.9	1.9	08.9	19.3
4	41	289	1695	12.9	53.2	1.8	17.4	17.7
5	43	264	1257	9.6	48.5	1.6	15.9	16.2
6	43	240	927	7.4	44.1	1.5	14.4	14.7
7	43	218	752	5.7	40.1	1.4	13.1	13.4
8	53	198	529	4.0	36.4	1.2	11.9	12.1
9	53	179	398	3.0	32.9	1.1	10.8	11.0
10	53	162	295	2.3	29.8	1.0	9.7	9.9
11	65	146	218	1.7	26.9	0.9	8.8	9.0
12	65	131	156	1.2	24.1	8.0	7.9	8.1
13	65	181	109	0.8	21.7	0.7	7.1	7.2
14	79	106	89	0.7	19.5	0.7	6.4	6.5
15	79	95	61	0.5	17.5	0.6	5.7	5.8
16	79	85	39	0.3	15.3	0.5	5.0	5.1

Tabel 2.9 Ukuran-ukuran Utama Kompresor

Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Sudu Kompresor

Apabila sebuah sudu aerofil dengan panjang chord (C) dan jarak antara sudu (S) berada dalam suatu aliran fluida dengan kecepatan aksial rata-rata (Vm) maka sudu tersebut akan mengalami dorongan yang akibatnya sebuah gaya akan bekerja yaitu:



Gambar 2.10 Profil Sudu Aerofil

$$F = S \cdot \rho \cdot Va^2 (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

Dimana:

$$Va = Ca = \text{kecepatan aksial} = 150 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1,147 \text{ kg/m}^3$$

$$\alpha_1 = 47,87$$

$$\alpha_2 = 61,12$$

$$S = \text{Blade pitch} = \Delta P \cdot S = 1,155 \cdot 0,243 = 0,28$$

Sehingga:

$$F = 0,28 \cdot 1,147 \cdot 150^2 (\tan 61,12 - \tan 47,87)$$

$$= 5112 \text{ kg}$$

Didasari atas drag coefisient (C_D) dan lift coefisient (CL), maka kecepatan rata-rata adalah:

$$Vm = Va \cdot \sec \alpha_m$$

Dimana:

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

$$= \frac{1}{2} (\tan 47,87 + \tan 61,12)$$

$$= 1,459$$

$$\alpha_m = 55^{\circ}59$$

Sehingga:

$$Vm = 150 \cdot \sec 55^{\circ}59$$

$$= 265,44 \text{ m/s}$$

Jika D dan L adalah gaya dorong dan gaya angkat:

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_m^2 \cdot C \cdot C_{DP} \quad (\text{Lit.2 hal.196})$$

Atau:

$$\begin{aligned} D &= F \sin \alpha_m - S \Delta P \cdot \cos \alpha_m \\ &= 5112 \cdot \sin 55^{\circ}59' - 0,28 \cdot \cos 55^{\circ}59' \\ &= 4217,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} C_D &= \frac{D}{0,5 \cdot \rho \cdot C \cdot V_m^2} \\ &= \frac{4217,3}{0,5 \cdot 1,147 \cdot 0,24 \cdot (265,44)^2} \\ &= 0,42 \end{aligned}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_m^2 \cdot C \cdot C_L$$

$$\begin{aligned} \text{Atau: } L &= F \cos \alpha_m + S \cdot \Delta p \cdot \sin \alpha_m \\ &= 5112 \cdot \cos 55^{\circ}59' + 0,28 \cdot \sin 55^{\circ}59' \\ &= 2889 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} C_L &= \frac{L}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_m^2 \cdot C} \\ &= \frac{2889}{\frac{1}{2} \cdot 1,147 \cdot (265,44)^2 \cdot 0,248} = 0,29 \end{aligned}$$

Dimana: C_D dan C_L adalah koefisien gaya dorong dan angkat.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

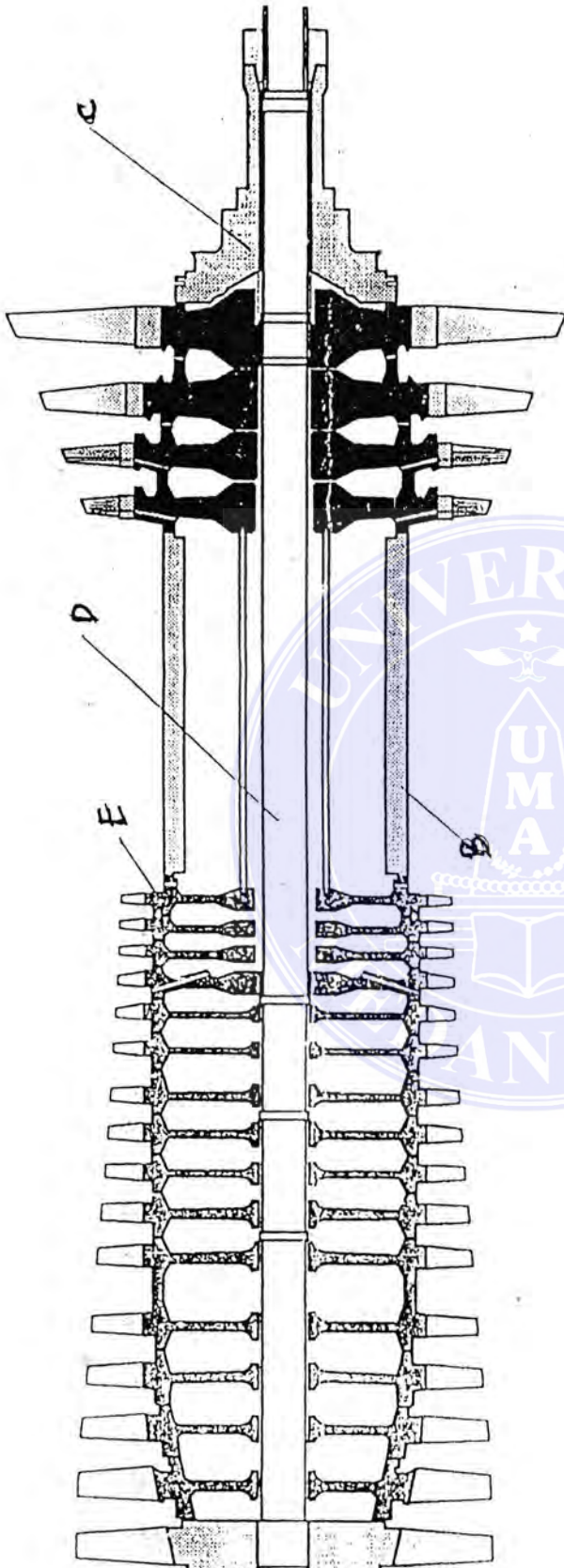
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

2.3.4. Disk Kompresor

Disk kompresor adalah merupakan piringan tempat menanam cakar sudu. Konstruksi dari disk dibuat sedemikian rupa seperti gambar 2.5 sehingga bila dipasang terdapat rongga-rongga, dengan demikian akan mengurangi berat dari rotor. Diameter disk merupakan diameter dasar sudu pada tiap-tiap tingkat dengan ketebalan disk dibuat sama dengan jumlah tingkat kompresor.

Disk kompresor sebagai tempat kedudukan sudu-sudu juga berfungsi sebagai rotor. Pada perencanaan ini untuk disk dapat dilihat pada gambar 2.3.6:





COMP : 1G Stage
Turbin : 4 stage

A : Front Hollow shaft
B : Central Hollow shaft
C : Rear Hollow shaft
D : Central tie Bolt
E : Disk

Dari Gambar 2.3.6 dapat dilihat besar diameter disk komprsor adalah:

$$D_{dk} = 2 \cdot r_r$$

Dimana:

r_r = Jari-jari dasar (*root*) sudu kompresor

Diameter disk tingkat 1 dan 16 adalah:

$$D_{dk} = 2 \cdot r_{r1}$$

$$= 2 \cdot 0,495 = 0,99 \text{ m} = 99 \text{ cm}$$

$$D_{dk} = 2 \cdot r_{r16}$$

$$= 2 \cdot 0,79 = 1,58 \text{ m} = 1,58 \text{ cm}$$

Berat Disk Kompresor

Berat disk kompresor adalah berat roda kompresor masing-masing tingkat dikurang berat total sudu setiap tingkatnya.

Atau:

$$W_{dk} = W_{stn} - W_{skn}$$

Dimana:

W_{stn} = Berat sudu kompresor tingkat n

W_{skn} = Berat total kompresor tingkat n

Untuk tingkat 1 karena sudunya dinamakan pada front hollow shaft (lihat Gambar 2.3.6) maka berat roda kompresor tingkat 1 adalah berat front hollow shaft.

Dari data survei didapat berat total front hollow shaft (W_{sti}) = 4273 kg. Sehingga

berat disk (front hollow shaft) adalah:

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

$$\begin{aligned}
 W_{dk} &= W_{st1} - W_{sk1} \\
 &= 4272 - 1015 \\
 &= 3258 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya untuk hasil selengkapnya dari data disk kompresor ditabulasikan pada tabel 2.3.7:

Compresor Stages	Compresor Wheel (kg)	Dia. Disk (cm)	Berat Disk (kg)
1	4273	99	3250.0
2	1584	110	885.0
3	1388	115	792.3
4	1311	120	782.0
5	1401	125	988.0
6	1124	129	806.0
7	1135	133	890.0
8	905	137	693.0
9	902	140	743.0
10	1051	143	929.0
11	719	146	608.0
12	719	149	641.0
13	690	152	638.0
14	599	154	544.0
15	597	156	557.0
16	599	158	557.0

Tabel 2.3.7 Berat Diameter Disk Kompresor

BAB III

PERENCANAAN RUANG BAKAR

(COMBUSTION CHAMBER)



3.1. Ruang Bakar

Ruang bakar adalah tempat terjadinya proses pembakaran yaitu proses pemasukan kalor yang diharapkan terjadi pada tekanan konstan dan menghasilkan gas pembakaran yang bertemperatur tinggi. Anggapan proses pembakaran terjadi pada tekanan konstan dapat diterima selama bilangan Mach, dari aliran gas di dalam ruang bakar cukup rendah. Bilangan Mach (M) adalah kecepatan suara antara dalam fluida yang bersangkutan.

$$M = \frac{C}{\text{kg.R.T}}$$

Dimana: $M < 1$ disebut aliran subsonik

$M = 0$ disebut aliran sonik

$M > 1$ disebut aliran supersonik

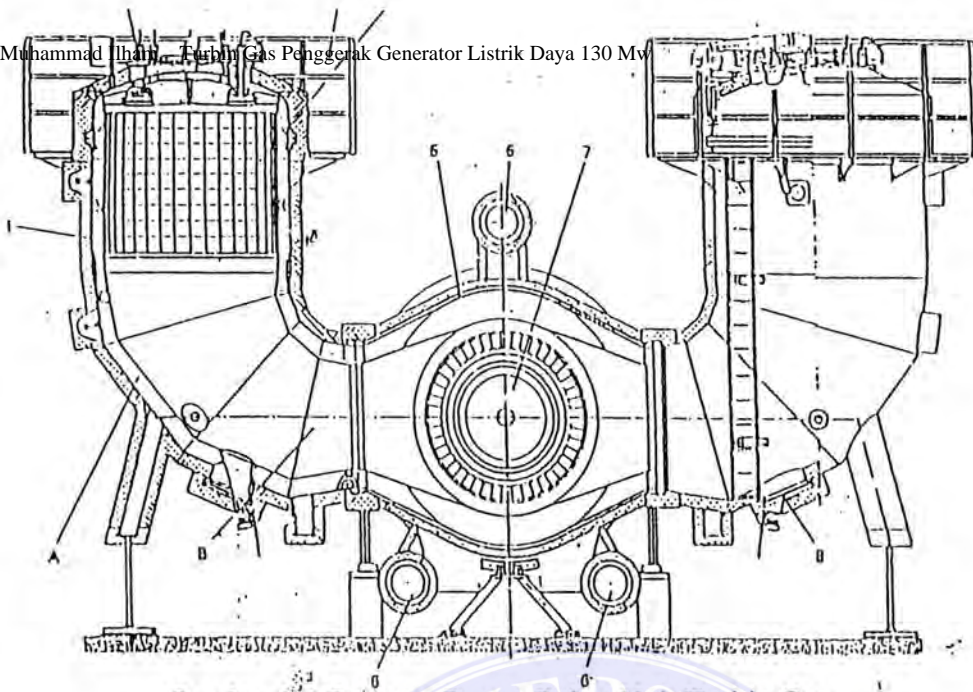
Udara dalam kompresor masuk kedalam ruang bakar dimana bahan bakar disemprotkan ke dalam arus udara sehingga terbakar. Proses pembakaran terjadi secara kontinu sehingga temperatur gas pembakaran harus dibatasi sesuai dengan kekuatan material yang digunakan, terutama material sudu turbin. Hal tersebut perlu dilaksanakan karena kekuatan material akan turun dengan naiknya temperatur.

Ruang bakar gas turbin pembangkit energi listrik biasanya direncanakan untuk dapat beroperasi kontinue dalam jangka waktu yang cukup lama (± 100.000 jam).

Beberapa kriteria yang harus dipenuhi oleh suatu ruang bakar turbin gas secara umum adalah:

1. Efisiensi pembakaran tinggi. Dimana bahan bakar terbakar seluruhnya.
2. Sistem penyalaan yang baik, khususnya pada temperatur udara luar yang rendah.
3. Memiliki kesehatan yang tinggi artinya pembakaran dan perbandingan pada tekanan kecepatan yang bervariasi
4. Kerugian tekanan rendah, biaya produksi dan pemeliharaan minimal.
5. Emisi asap, bahan bakar yang tidak terbakar putaran gas.
6. Mampu beroperasi untuk jenis bahan bakar yang bervariasi.
7. Daya tahan dan umur yang tinggi.

Tipe ruang bakar yang digunakan adalah tipe “Tubular Chamber” yang terdiri dari suatu silinder yang terpasang kontras didalam casing. Turbin ini mempunyai dua buah ruang bakar masing-masing ruang bakar dilengkapi 8 buah burner (pembakar) yang memiliki lubang injeksi bahanbakar dan “Diagonal swirler” untuk menghasilkan campuran udara dan bahan bakar yang optimal.



Gambar 3.1 Susunan Ruang Bakar Unit Turbin Gas

Keterangan gambar:

1. Selubung tekanan (*Pressure Shell*)
 2. Kombinasi pembakaran (*Burner Combination*)
 3. Lokasi untuk inspeksi (*Platform include realling*)
 4. Tabung api (*Flame tube*)
 5. Selubung turbin (*Turbin chasing*)
 6. Pipa-pipa buangan (*Blow-off pipies*)
 7. Rotor.
 8. Lubang orang (*Man hole*)
- A. Ruang saluran udara (*Annular Space for Combination Air Supply*)
- B. Saluran gas hasil pembakaran (*Hot Gas Duct*)

Gambar 3.2 berikut ini menunjukkan penampungan potongan kombinasi pembakaran (*Burner Combination*) yang dipasang sekeliling ruang bakar dengan jumlah seluruhnya 16 buah (masing-masing ruang bakar 8 buah).

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

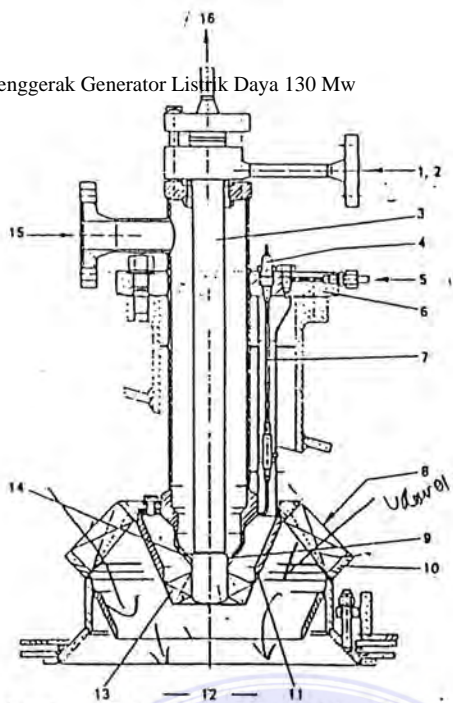
Document Accepted 28/12/23

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/28/12/23



Gambar 3.2 Burner Combination

Keterangan Gambar:

1. Saluran masuk bahan bakar minyak (*Fuel oil inlet*)
2. Saluran masuk udara pendingin (*Cooling air inlet*)
3. Fuel air burner
4. Busi (*spark plug*)
5. Ignition gas inlet
6. Dudukan pembakaran (*Burner support*)
7. Sumber nyala (*igniter*)
8. Saluran udara masuk (*Air inlet*)
9. Fuel gas burner
10. Pengaduk diagonal (*Diagonal swirler*)
11. Sekat udara denga pengaduk aksial (*Air buffle with axial swirler*)
12. Daerah pembakaran (*Combustion zone*)
13. Pengaduk aksial (*Axial swirler*)
14. Saluran-saluran keluar gas (*gas outlet ducts*)

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

15. Saluran masuk bahan bakar gas (*Fuel gas inlet*)
16. Saluran keluar bahan bakar minyak (*Fuel oil outlet*) atau return

3.2 Analisa Bahan Bakar dan Reaksi Pembakaran

Analisa ini dimaksud untuk menentukan jumlah perbandingan udara, bahan bakar dan temperatur gas yang dihasilkan. Bahan bakar yang digunakan adalah gas alam cair (Liquid natural gas) dengan komposisi seperti pada tabel fuel gas system JCC:

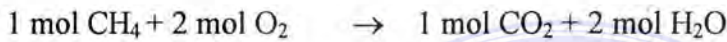
Komposisi Gas Alam	% Volume
Metana (CH ₄)	74,44
Etana (C ₂ H ₆)	5,66
Propana (C ₃ H ₈)	2,44
Butana (C ₄ H ₁₀)	1,22
Pentana (C ₅ H ₁₂)	0,47
Xenana (C ₆ H ₁₄)	0,52
CO ₂	14,90
(N ₂ + H ₂ S)	0,39
Total	100,00

Sumber: *Operating Manual*, Volume 12. *Fuel Gas System JCC*
Corporation Pertamina Arun LNG

Low heating value (LHV) bahan bakar untuk tiap kg bahan bakar adalah 47320 kJ/kg.

Untuk proses pembakaran gas-gas dengan 100% udara teoritis adalah sebagai berikut:

Methana (CH₄)



Jadi:

1 lb CH₄ membutuhkan 4 lb O₂, karena O₂ = 23 maka :

1 lb CH₄ membutuhkan (100/23) x 4 lb udara, atau

1 lb CH₄ membutuhkan 17,39 lb udara.

Ethana (C₂H₆)

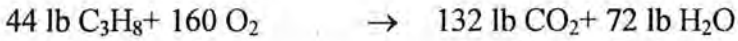


Jadi:

1 lb C₂H₆ membutuhkan (224/60) lb O₂, maka :

1 lb C₂H₆ membutuhkan (100/23) x 108 lb H₂O, udara atau

1 lb C₂H₆ membutuhkan 16,23 lb udara.

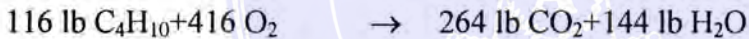
Propana (C₃H₈)

Jadi:

1 lb C₃H₈ membutuhkan 3,64 lb O₂ maka

1 lb C₃H₈ membutuhkan $(100/23) \times 3,64$ lb udara,

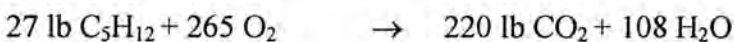
1 lb C₃H₈ membutuhkan 15,81 udara.

Butana (C₄H₁₀)

Jadi:

1 lb C₄H₁₀ membutuhkan $(100/23) \times 3,59$ lb O₂ udara

1 lb C₄H₁₀ membutuhkan 15,6 lb udara

Pentana (C₅H₁₂)

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

Jadi:

1 lb C₅H₁₂ membutuhkan 3,56 lb udara maka :

1 lb C₅H₁₂ membutuhkan (100/23) x 3,5 lb O₂ udara

1 lb C₅H₁₂ membutuhkan 15,46 lb udara

Hexana (C₆H₁₄)



Jadi:

1 lb C₆H₁₄ membutuhkan 3,54 lb udara maka :

1 lb C₆H₁₄ membutuhkan (100/23) x 3,54 lb O₂ udara

1 lb C₆H₁₄ membutuhkan 15,37 lb udara

Berdasarkan dari persamaan reaksi diatas untuk 1 lb gas alam akan

membutuhkan sebanyak:

Metana	74,44%	. 17,39	=	12,95
Etana	5,66%	. 16,23	=	0,92
Propana	2,42s%	. 15,81	=	0,38
Butana	1,22%	. 15,60	=	0,19
Pentana	0,47%	. 15,46	=	0,07
Xenana	0,52%	. 15,37	=	0,08
CO ₂ +	14,90%	-	=	-
(N ₂ +H ₂ +S)	0,37%	-	=	-

UNIVERSITAS MEDAN AREA) gas alam butuh = 14,59 udara

Dengan demikian perbandingan masa bahan bakar dan udara (mf/ma) adalah

$$1 \div 14,59 \text{ atau } \frac{mf}{ma} = 0,0685. \text{ Untuk pembakaran dengan menggunakan 400\% udara}$$

teoritis:

$$\begin{aligned} \frac{mf}{ma} &= \frac{1}{(4 \cdot 14,59)} \\ &= 0,0172 = f_{\text{teoritis}} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$f_{\text{aktual}} = \frac{f_{\text{teoritis}}}{\eta_{\text{rb}}}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{rb}} &= \text{efisien ruang bakar} \\ &= 0,98 \end{aligned}$$

Maka:

$$f_{\text{aktual}} = \frac{0,0172}{0,98} = 0,01755$$

Menurut (Lit.1 hal.55) perbandingan masa bahan bakar dan udara yang baik dalam range $f = \frac{1}{50}$ sampai dengan $\frac{1}{200}$ atau $0,005 \div 0,02$. Sehingga f_{aktual} yang dihasilkan disini cukup baik untuk proses pembakaran.

3.3 Luas Dan Diameter Casing

Luas dan diameter casing ruang bakar untuk menurut (Lit.2 hal.230) dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$A_c = \left[\frac{R}{2} \left(\frac{m_{ac} \sqrt{T_{02}}}{P_{02}} \right)^2 \cdot PIF \cdot \frac{\Delta P_0}{P_{02}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Dimana:

R = Konstanta gas = 287 Nm/kg.K

m_{ac} = masa udara keluar kompresor = 694,5 kg/s

T_{02} = 624,88 K

P_{02} = 10,12 bar = 10,12 x 10⁵ N/m² = 103195,28 kg/m²

Pif = Pressure loss faktor = 35

$$\frac{\Delta P_0}{P_{02}} = 0,02$$

Maka:

$$A_c = \left[\frac{287}{2} \left(\frac{694,5 \sqrt{626,88}}{103195,28} \right)^2 \cdot 35 \cdot 0,02 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 1,689 \text{ m}^2 \approx 1,7 \text{ m}^2$$

Besarnya diameter setiap casing ruang bakar adalah:

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 1,7}{\pi}}$$

$$= 1,47\text{m} \approx 1,5\text{m}$$

3.4 Tabung Api (*Linier*) Ruang Bakar

Luas tiap linier dapat ditemukan dengan persamaan:

$$A_{L,lin} = A_c \cdot k$$

Dimana:

k = perbandingan diameter linier dengan diameter casing.

Harga k dapat dihitung dengan persamaan:

$$k = \left[\frac{(1 - m_{sn})^2 - \lambda}{Pfl - \lambda \cdot r^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dimana:

m_{sn} = Perbandingan seluruh udara masuk dengan udara total, harga optimal adalah 0,12.

λ = Koefisien penurunan tekanan udara masuk, harga optimal adalah 0,5.

r = Perbandingan luas casing dengan luas penampang masuk ruang bakar harga optimal adalah 6,0.

Maka:

$$k = \left[\frac{(1 - 0,12)^2 - 0,5}{35 - 0,5 \times (6,0)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

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

Sehingga luas penampang setiap linier adalah:

$$\begin{aligned} A_{Lin} &= A_c \cdot k \\ &= 1,7 \cdot 0,75 \\ &= 1,3 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Diameter linier adalah:

$$\begin{aligned} D_{Lin} &= \sqrt{\frac{4 \cdot A_{Lin}}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3}{3,14}} \\ &= 1,3 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas Annulus ruangan bakar (ruang diantara casing dan linier) adalah:

$$\begin{aligned} A_{an} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_c^2 - D_{lin}^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (1,5^2 - 1,3^2) \\ &= 0,04 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Panjang linier dapat dirumuskan dengan persamaan (lit.7 hal.184)

$$P_{lin} = D_{lin} = \left[A \cdot \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \cdot \ln \left(\frac{1}{1 - P_f} \right) \right]^{-1}$$

Dimana:

$A = \text{Konstanta} = 0,07$ untuk ruang bakar jenis *tubular*.

$$\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} = Pif = 35$$

Pressure loss factor yang dapat dihitung dengan persamaan:

$$Pr = \frac{T_{\max} - T_{03}}{T_{03} - T_{02}} = \frac{[(1,07 \times 1323,15) - 1323,15]}{1323,15 - 6626,88}$$

$$= 0,133$$

Maka:

$$P_{\text{lin}} = 1,3 \left[0,07 \times 35 \cdot \ln \left(\frac{1}{1 - 0,133} \right) \right]^{-1}$$

$$= 3,7$$

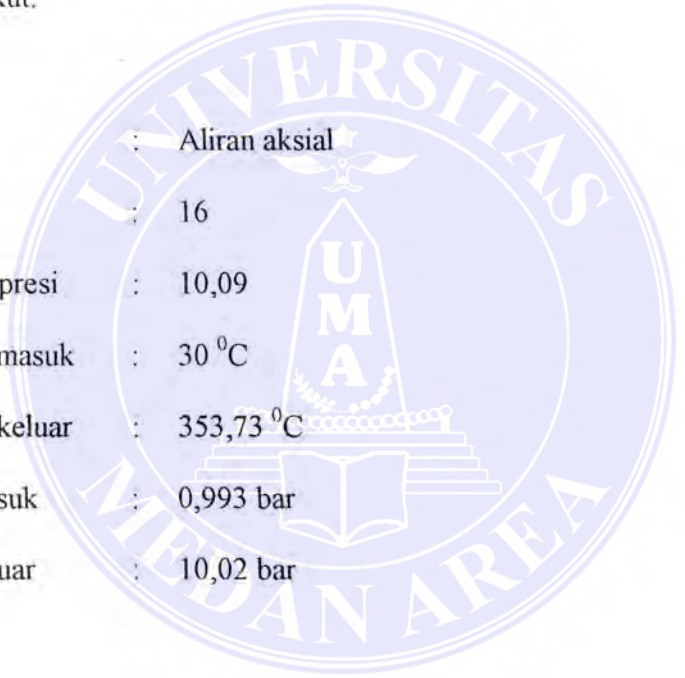


BAB VI

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan-perhitungan dan analisa sistem turbin gas untuk pembangkit energi listrik serta hasil survei di lapangan, maka dapat dibuat beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Kompresor



Tipe	: Aliran aksial
Jumlah tingkat	: 16
Perbandingan kompresi	: 10,09
Temperatur udara masuk	: 30 °C
Temperatur udara keluar	: 353,73 °C
Tekanan udara masuk	: 0,993 bar
Tekanan udara keluar	: 10,02 bar

2. Ruang Bakar

Tipe	: Tubular combustion chamber
Jumlah ruang bakar	: 2 buah
Tekanan udara masuk	: 10,02 bar
Tekanan udara keluar	: 9,82 bar
Temperatur udara keluar	: 1050 °C

3. Turbin

Tipe	:	Aliran aksial
Jumlah tingkat	:	4
Temperatur gas masuk	:	1050 °C
Temperatur gas keluar	:	554 °C

4. Sistem turbin gas

Daya	:	130.000 KW
Putaran	:	3000 rpm
Bahan bakar	:	Gas Alam (CH ₄)

Dan perlu dicatat bahwa turbin gas adalah “*Package Unit*” sehingga waktu yang dibutuhkan untuk pembangunannya relatif singkat dan sangat baik digunakan untuk memenuhi beban puncak (*Peak Load*) karena proses startnya yang cepat dan dapat menggunakan bahan bakar yang berbeda (misal fuel oil).

Karena efisiensi turbin gas rendah jika beroperasi “*Open Cycle*” maka untuk menaikkan efisiensi siklus biasanya turbin gas diprioritaskan untuk beroperasi dengan siklus gabungan yaitu dengan memanfaatkan sisa energi yang terbuang setelah dimanfaatkan turbin gas, untuk memanaskan air pada boiler yang lebih dikenal dengan nama Heat Recovery Steam Generator (HRSG). Siklus gabungan kedua sistem tersebut dikenal dengan Combined Cycle Power Plant (CCPP).

DAFTAR PUSTAKA

1. Wiranto Arsmunandar, “Penggerak Mula Turbin”, Penerbit ITB BANDUNG, 1982.
2. H. Cohen, G.F.C. REGERES, H.I.H. Saravanamuttoo, “Gas Turbin Theory”. 3rd Edition, John Wiley dan Sons. Inc. New York 1987
3. J.K. Nain “Gas Turbin Theory and Jet Propulsions”, Khana Publisher, New Delhi 1979
4. Earl R. Parker, “Material Data Book, for Engineer and Scientist”, Mc.Graw Hill Book Company, USA 1967.
5. Sularso, Siyokatsu Suga, “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen”, PT.Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.
6. John F. Lee, “Theory and Design of Steam and Gas Turbine”, Revised Impression, Mc Graw Hill Book Company, USA 1954.
7. Arthur H. Lefebre, “Gas Turbin Combustion”, Hemisphere Publishing Corporation, USA 1983.
8. Harman, Richard Te, “Gas Turbine engineering Aplications, Cycles and Characteristic”, The Mc.Millan Press Ltd, London 1983.
9. SMVL MALLEV, “Internal Combustion Engine”, Mc. Graw Hill Book compny, Kogakhusa Ltd, USA.
10. P. Shlyakhin, “Turbin Uap, Teori dan Rancangan”, Penerbit Erlangga 1990

11. S. Timoshenko, “Dasar-Dasar Perhitungan Kekuatan Bahan”, Bagian Satu, Penerbit Restu Agung Jakarta.
12. “Instruction Manual” By Siemens AG, Aalborg Ciser International ALS, PT.Siemens Indonesia 1992.
13. M.L. Mathur, R.P. Sharma, “Gas Turbines and Jet and Rocket Propulsion”, Standard Publishers distributions, Nai Sarak Delhi 1976.

