

ANALISA ALIRAN UDARA PADA COMPRESOR CENTRIFUGAL UNTUK MENSUPLAY UDARA RUANG BAKAR PADA PLTG

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Melengkapi Tugas-tugas
dan Syarat-syarat Untuk Mencapai
Gelar Sarjana Teknik**

Oleh :

GORDON EFENDY SILALAH

NIM : 05 813 0026



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

MEDAN

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

2011

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 (repository.uma.ac.id)26/12/23

DAFTAR ISI

Halaman

KATA PENGANTAR i

DAFTAR ISI iii

DAFTAR GAMBAR..... vi

DAFTAR TABEL..... viii

ABSTRAK ix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Perumusan Masalah 2

1.3 Batasan Masalah 2

1.4 Tujuan 3

UNIVERSITAS MEDAN AREA

1.5 Manfaat Analisa

Document Accepted 26/12/23

© Hak Cipta Dituliskan Kembali

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 (repository.uma.ac.id)26/12/23

1.6 Sistematika Penulisan 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Mesin – mesin Fluida 6

2.2 Kompresor 7

2.3 Analisa Termodinamika 13

2.4 Siklus Kerja Turbin Gas 19

2.5 Laju aliran massa udara 29

BAB III METODELOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penulisan 34

3.2 Tahap Penulisan 34

3.3 Tahap Analisa 35

3.4 Tahap Penyusunan Tugas Akhir 35

3.5 Diagram Alir Penulisan	36
----------------------------------	----

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN HASIL

4.1 Dasar Analisa	37
4.2 Perhitungan Siklus	39
4.3 Analisa Kebutuhan Bahan Bakar	44
4.4 Perhitungan Daya dan Efisiensi	46
4.5 Head Kompresor	47
4.6 Putaran Kompresor	47

BAB V KESIMPULAN

LITERATUR.....	51
LAMPIRAN.....	58

ABSTRAK

Mesin-mesin Fluida merupakan suatu alat yang dapat mengubah energi fluida menjadi energi mekanis ataupun sebaliknya, mengubah energi mekanis menjadi energi fluida.

Kompresor termasuk salah satu jenis mesin fluida yang merupakan bagian utama dari sistem turbin gas yang berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara yang masuk melalui *inlet* yang mengakibatkan temperatur udara juga meningkat, kemudian udara yang telah dikompresi ini masuk ke dalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar di semprotkan bahan bakar sehingga bercampur dengan udara yang menyebabkan terjadinya proses pembakaran dengan menggunakan *spark plug* (busi penyalah). Proses pembakaran tersebut berlangsung dalam keadaan *tekanan konstan* sehingga dapat dikatakan di ruang bakar hanya untuk menaikkan temperature sampai dengan $\pm 900^{\circ}\text{C}$. Gas panas hasil pembakaran tersebut dialirkan ke sudu-sudu turbin gas melalui transition piece. Daya yang di hasilkan tersebut sebagian di gunakan untuk menggerakkan beban (generator listrik) dan sebagian lagi di gunakan menggerakkan kompresornya sendiri .Setelah melewati turbin gas, sisa gas hasil pembakaran tersebut akan dibuang ke udrara bebas melalui exhaust (saluran pembuangan).

Kompresor yang akan dirancang adalah Compressor Centrifugal Aksial yang mensuplay udara ke ruang bakar turbin gas dengan daya generatornya 34.1 mw. Kompresor yang direncanakan ini tidak terlepas dari perhitungan beberapa komponen, seperti impeller, diffuser, poros, sleeve dan lainnya yang mendukung kinerja dari kompresor tersebut .

Hasil dari perencanaan ini mampu menambah performance dari kompresor centrifugal aksial itu sendiri dibandingkan dengan jenis kompresor-kompresor lainnya. Semakin besar tekanan yang diperoleh maka semakin tinggi efisiensi dari kompresor itu. Hal ini sangat berpengaruh bagi kinerja yang dilakukan oleh kompresor tersebut sehingga kompresor yang dianalisa ini lebih menguntungkan.

ABSTRACT

Fluid machineris are machines that converse the fluid energy to be a mechanical energy or vise verse to change the mechanical energy to be fluid energy. Compressor is one of fluid machine as a main part of a gas turbine system that absorbs and increase the air pressure through an inlet that cause the increasing of air temperature and the compressed air will enter into the combustion cylinder. In the combustion cylinder the fuel is sprayed and mixes to the compressedair and cause the combustion by spark plug. The combustion process occured in constant pressure or in another word, the combustion cylinder only to increase the temperature up to 900° c. The hot gas of the combustion flowed to the turbine vane through transition piece. The produced power used to move the load (electrical generator) and its remain use to move its compressor. After pass through gas turbine, the remains of the combustion will exhausted to the atmosphere through exhaust.

The designed compressor is an axial centrifugal compressor that supply the air to the gas turbine combustion cylinder with the generator power 34.1 MW. In the designed compressor it is important to calculate any component such as impeller, diffuser, shaft, sleeve etc that support the work of the compressor.

The result of this design will increase the performance of axial centrifugal compressor than another compressors. The higher of pressure, the higher of efficienyof the compressor. This influence the work of compressor so the designed compressor is more profitable.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sepanjang sejarah manusia kemajuan-kemajuan besar dalam kebudayaan diikuti oleh meningkatnya konsumsi energy terutama energi listrik. Sekarang ini konsumsi energi kelihatanya berhubungan dengan tingkat kehidupan serta kemajuan industri suatu Negara. Negara-negara yang mempunyai persediaan suplai energi yang besar ternyata mengalami pula laju pertumbuhan industri.

Untuk memenuhi perkembangan teknologi dibidang industri, maka dibutuhkan energi listrik yang besar untuk menunjang pembangunan tersebut dengan memanfaatkan SDA (Sumber Daya Alam) demi kepentingan manusia.

Energi listrik itu sendiri dihasilkan dari suatu system pembangkit tenaga listrik untuk menghasilkan energi listrik yang sangat berguna, terutama penggunaannya dalam bidang industri, misalnya : untuk penerangan, komunikasi elektronik rumah tangga serta menggunakan alat-alat produksi pabrik dan alat-alat transportasi seperti kereta api listrik..

Di Indonesia upaya pengadaan energi listrik telah dilakukan dengan membangun bermacam-macam system pembangkit tenaga listrik. Seperti : PLTA (Pembangkit Listrik tenaga Air), PLTU (Pembangkit Listrik tenaga Uap), PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas), PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTD (Pembangkit Listrik Tenaga Diesel), PLTP (Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi), PLTN (Pembangkit Listrik Tenaga nuklir).

komponen yang tidak bisa dipisahkan penggunaannya. Kompresor menghisap udara luar dengan tekanan 1.00 atm yang berasal dari inlet filter yang menghasilkan udara bertekanan tinggi sehingga pada saat terjadi pembakaran dapat menghasilkan gas panas berkecepatan tinggi yang dapat menimbulkan daya output turbin yang besar.

Dalam tulisan ini penulis hanya membicarakan pembangkit listrik tenaga gas dengan daya terpasang 34.00 MW yang sesuai dengan hasil survey di PT. PLN (persero) sektor pembangkitan medan.

1.2 Perumusan Masalah

Pada umumnya pengamatan/riset dilapangan mempunyai masalah yang nantinya akan disimpulkan menjadi perumusan masalah. Kesimpulan masalah ini akan dipelajari untuk dijadikan dasar analisa yang akan dibuat. Sehingga rumusan masalah ini nantinya akan dikembangkan menjadi system informasi dalam menganalisa aliran udara pada compresor centrifugal untuk mensuplay udara ke ruang bakar pada PLTG yang antara lain:

1. Bagaimana cara mengetahui aliran udara dari atmosfer menuju kompressor.
2. Bagaimana cara menganalisa laju aliran massa udara.
3. Bagaimana cara menganalisa siklus kerja turbin gas.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari tugas sarjana ini adalah analisa aliran udara pada kompressor centrifugal untuk mensuplay udara ke ruang bakar melalui saluran nozzle udara pada PLTG unit pembangkitan sektor medan. Untuk menghindari ketidak teraturan pembahasan dan mengingat luasnya pembahasan disertai dengan

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

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

keterbatasan kemampuan dan pengetahuan yang dimiliki penulis, maka pada tugas sarjana ini penulis membatasi masalah hanya sebatas :

- a. Analisa Termodinamika
yang meliputi: jenis-jenis kompresor.
- b. Gambar penampang turbin gas.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari pengangkatan judul tugas sarjana “analisa aliran udara pada Compressor Centrifugal untuk Mensuplay Udara Ruang Bakar pada PLTG” adalah:

1. Untuk memperkenalkan lebih spesifik komponen kompresor sentrifugal
2. Untuk memberikan gambaran tentang karakteristik kerja dan menganalisa kompresor sentrifugal dalam upaya mensuplay udara keruang bakar
3. Mengetahui performance dari kompresor tersebut.
4. Untuk memperoleh jenis kompresor yang lebih baik dibanding dengan kompresor aksial lainnya di dalam tugas untuk mensuplay udara ke ruang bakar.

1.5 Manfaat Analisa

1. Penulis dapat membandingkan ilmu yang diperoleh dibangku kuliah dengan kenyataan yang sebenarnya dilapangan.
2. Memahami dan mengetahui langkah-langkah untuk menganalisa compressor sentrifugal aksial
3. Menambah perbendaharaan literature dalam bidang analisa compressor sentrifugal aksial.

Untuk terarahnya penulisan ini dan untuk menghindari agar tidak terjadinya pembahasan yang terulang serta mempermudah pembaca dalam memahami, maka sistematika penulisannya sebagai berikut:

➤ **BAB I : PENDAHULUAN**

Pada bab ini di bahas mengenai latar belakang, Perumusan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan Manfaat penulisan tugas akhir dan sistematika penulisan.

➤ **BAB II : TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini di bahas mengenai pandangan compressor Klasifikasi ,prinsip kerja dan jenis –jenis compressor.

➤ **BAB III : METODE PENELITIAN**

Pada bab ini di bahas mengenai metode yang dibahas mengenai metode yang di gunakan dalam melakukan penelitian/perencanaan dan data-data yang akan di gunakan dalam penelitian.

➤ **BAB IV : DATA DAN ANALISA DATA**

Pada bab ini di bahas mengenai analisa kompressor Sentrifugal dan perhitungan- Perhitungannya.

➤ **BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN**

Pada bab ini di uraikan suatu kesimpulan yang telah dijabarkan pada bab –bab sebelumnya.

➤ DAFTAR PUSTAKA

Bagian ini berisikan tentang referensi penulis untuk Mambahas persoalan-persoalan dalam tugas akhir ini.

➤ LAMPIRAN.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Kompresor dari turbin ini adalah menghisap udara luar (udara atmosfer) dan selanjutnya dikompresikan untuk mendapatkan tekanan yang lebih besar dari tekanan udara atmosfer. Udara ini digunakan untuk :

- Udara pembakaran/burning.
- Udara pendingin/cooling.
- Udara perapat/sealing.

Type kompresor yang biasa digunakan adalah kompresor type aksial dengan beberapa tingkat. Untuk memutar kompresor diambil dari tenaga yang dihasilkan oleh turbin tenaga yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor ini adalah yang paling besar, yaitu mencapai $\pm 60\%$ dari daya yang dihasilkan turbin.

2.1. Mesin-Mesin Fluida

Mesin-Mesin fluida merupakan suatu alat yang dapat mengubah energi fluida menjadi energi mekanis atau sebaliknya mengubah energi mekanis menjadi energi fluida. mesin-mesin fluida dapat digolongkan menjadi 2 (dua) bagian yaitu:

1. Mesin tenaga ,yaitu mesin fluida yang dapat mengubah energi fluida menjadi

Energi mekanis, antara lain:

- a. turbin air
- b. kincir air
- c. kincir angin

2. Mesin tenaga, yaitu mesin fluida yang dapat mengubah energi mekanis dari

Poros. Menjadi energi kinetik, antara lain;

- a.pompa b.fan c.blower d.kompressor

2.2. Kompressor

Kompressor merupakan komponen utama dari sistem turbin gas yang berfungsi untuk menghasilkan udara kompresi dengan meningkatkan variabel enthalpi temperatur dan tekanan sehingga tercapai kondisi udara yang siap mengalami proses pembakaran.

Kompressor pada PLTG biasanya menghisap udara luar dari atmosfer namun ada pula kompressor yang menghisap udara atau gas yang bertekanan lebih tinggi atau lebih rendah dari tekanan atmosfer.

2.2.1. Klasifikasi Kompressor

Ditinjau dari cara pemanfaatan udara atau gas maka kompressor dapat diklasifikasikan atas dua jenis yaitu:

1. Kompressor Tekanan Statis
2. Kompressor Tekanan Dinamis

2.2.1.1 Kompressor Tekanan Statis

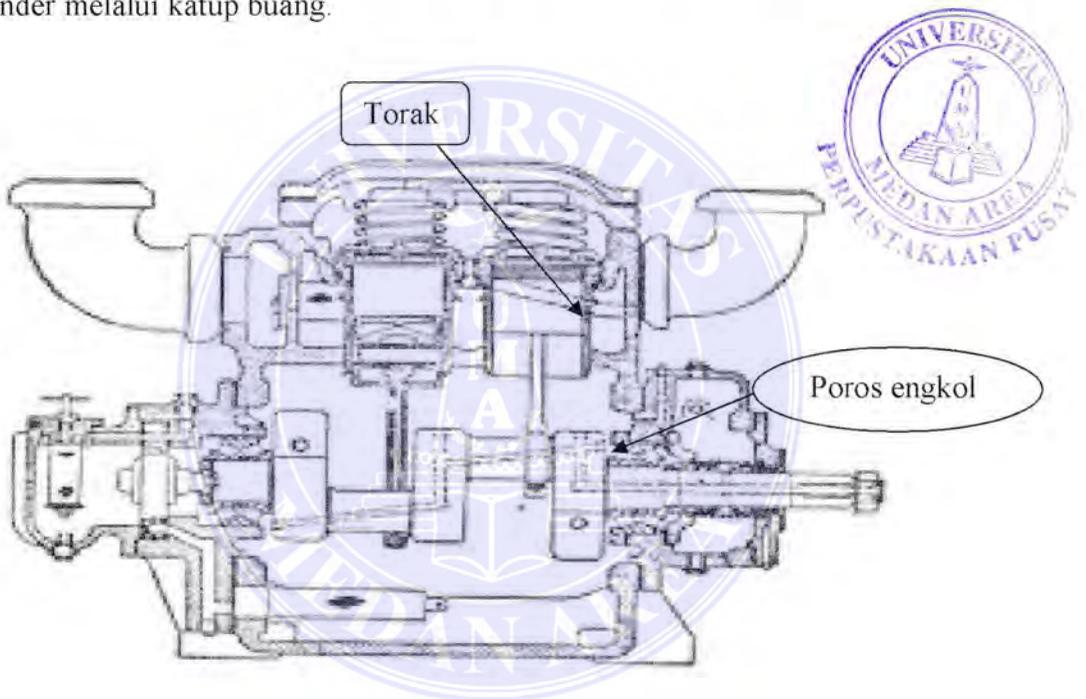
Kompressor ini disebut juga dengan **positif displacement compressor**, dimana tekanan fluida dinaikkan dengan cara penurunan volume fluida dan volume yang besar menjadi volume yang kecil dengan diturunkannya volume yang berada didalamnya maka akan termanfaatkan.

Adapun yang termasuk jenis kompressor ini adalah:

- a. Kompressor Torak
- b. Kompressor Sekrup
- c. Kompressor Sudu Luncur

Kompresor ini mempunyai bagian utama berupa piston yang bergerak bolak-balik/ naik-turun didalam silinder. Untuk dapat menaikkan tekanan maka kompresor ini dilengkapi dengan katup-katup pada sisi isap dan sisi tekan atau buang.

Gas atau udara yang bertekanan rendah ini diisap melalui katup isap dalam silinder kemudian ditekan oleh piston sehingga tekanan naik dan keluar dari silinder melalui katup buang.



Gambar 2.1. Kompresor Torak

b. Kompresor Sekrup

Kompresor ini mempunyai sepasang rotor yang berbentuk sekrup, yang satu mempunyai alur dengan permukaan cembung dan yang lain dengan permukaan cekung. Pasangan rotor berputar berlawanan arah dan dikurung dalam satu rumah/casing. Apabila rotor berputar ruangan yang terbentuk antara rotor cekung dan dinding rumah akan bergerak kearah AKSIAL sehingga udara atau

UNIVERSITAS MEDAN AREA

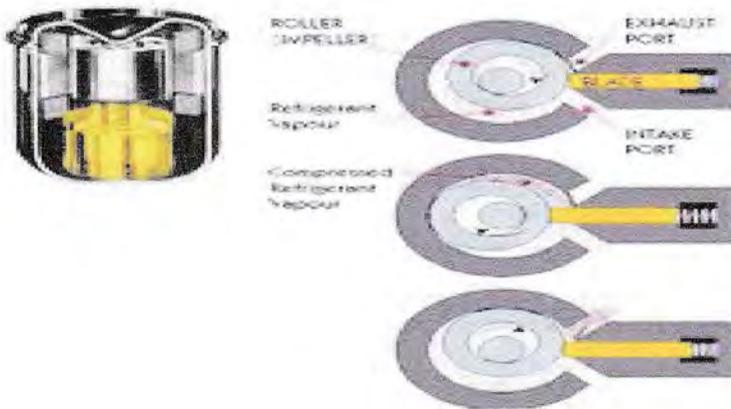
© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

Document Accepted 26/12/23

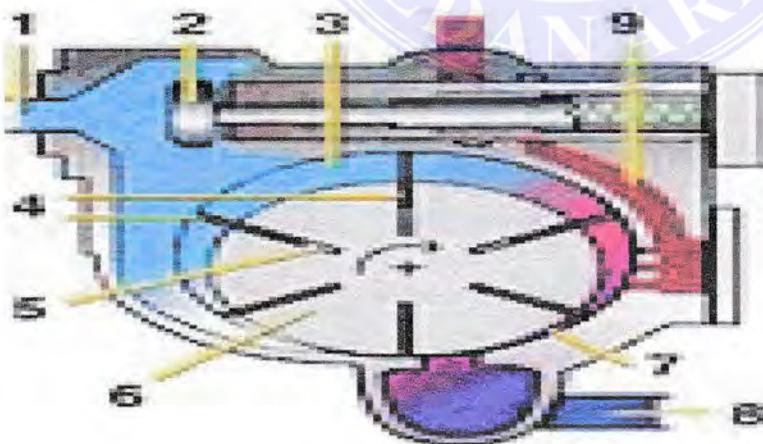
Access From (repository.uma.ac.id)26/12/23



Gambar 2.2. Kompressor Sekrup menggunakan sepasang Rotor AS.

c. Kompressor Sudu Luncur

Kompressor ini mempunyai rotor yang dipasang didalam rumah yang berbentuk silinder.pada rotor terdapat beberapa parit dalam arah aksial dimana dipasang sudu-sudu. Cara kerja Kompressor ini dapat dilihat pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.3. Kompressor Sudu Luncur.

1. Lubang penghisapan.

6. Rotor.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

7. Akhir penghisapan.

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

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

- | | |
|----------------------|--|
| 3. Awal penghisapan. | 8. Akhir kompresi (awal pengeluaran). |
| 4 & 5. Sudu. | 9. Akhir pengeluaran. |

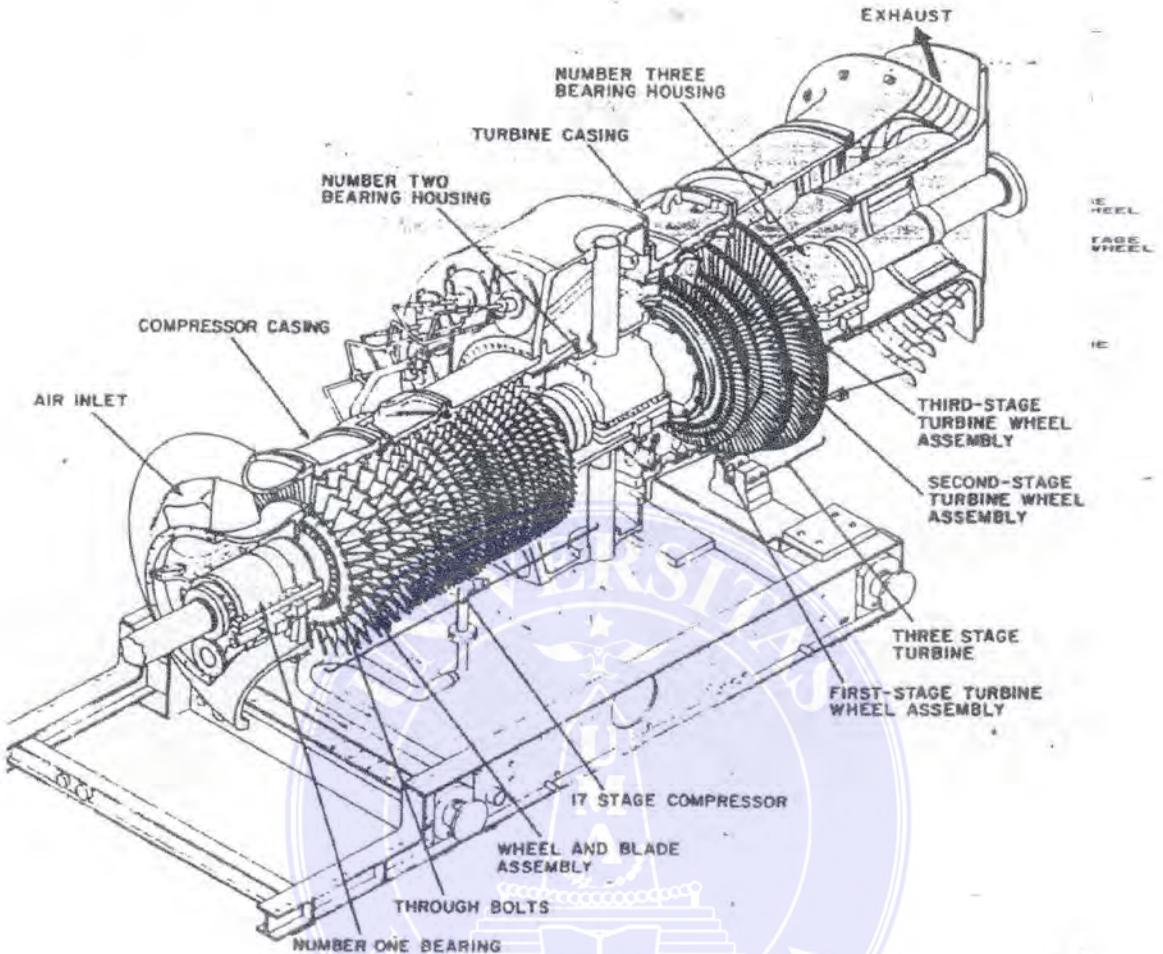
2.2.1.2. Kompresor Tekanan Dinamis

Kompresor ini disebut juga dengan dinamis Kompresor/ turbo Kompresor. Dimana kenaikan tekanannya disebabkan oleh aliran fluida yang semakin cepat oleh impeller yang kemudian diubah dari energi kecepatan menjadi energi tekanan. Kompresor ini mempunyai bagian utama berupa roda, sudu, dan karangan sudu dimana melalui sudu-sudu tersebut terjadi perubahan moment.

Kompresor tekanan dinamis dapat digolongkan atas tiga golongan yaitu:

- a. Kompresor Sentrifugal (Centifugal Flow Compresor)
 - b. Kompresor Aksial (Axial Flow Compresor)
 - c. Kompresor Aksial Radial (Mixed Flow Compresor)
- a. Kompresor Centrifugal (Centifugal Flow Compresor)

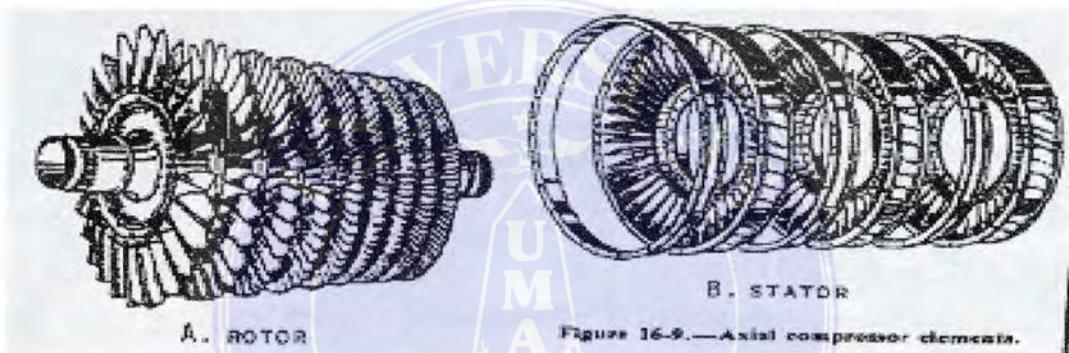
Pada Kompresor Centrifugal ini kecepatan keliling yang tinggi diberikan kepada udara/gas yang dikompresikan oleh sudu-sudu dari impeller. Gaya centrifugal yang dihasilkan dengan cara ini sebagian memanfaatkan udara/gas. Pada kompresor bertingkat banyak jumlah impeller adalah menunjukkan jumlah tingkatnya. Tekanan yang dihasilkan impeller pertama kemudian dinaikkan pada impeller yang kedua hingga seterusnya.



Gambar 2.4. Kompresor Centrifugal

b. Kompresor Aksial

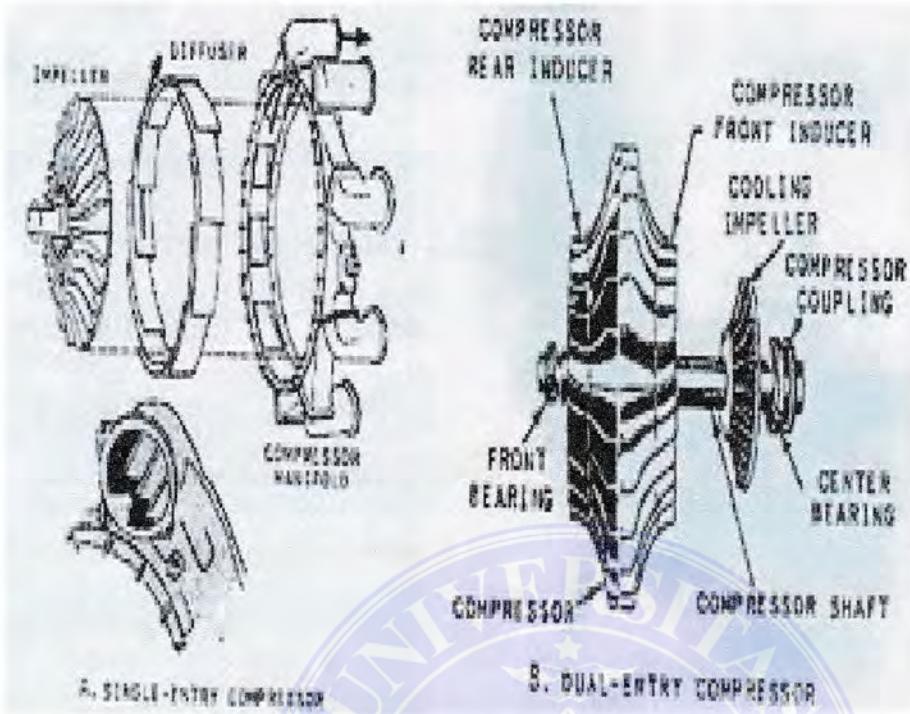
Pada Kompresor Aksial ini, tekanan akan terjadi dengan memperlambat aliran yang terutama bergerak ke arah aksial. Kompresor ini memiliki *sudu-sudu gerak/ rotor* dan *sudu-sudu diam/stator* yang disusun sedemikian rupa pada shaft/poros dan sudu-sudu tetap yang terpasang pada casing/ rumah kompresor tersebut. Sudu-sudu tetap berfungsi sebagai pengarah udara/gas.



Gambar 2.5. Kompresor Aksial.

c. Kompresor Aksial - Radial

Kompresor ini biasanya digunakan sbagai pemanfaatan udara/gas pada instalasi-instalasi yang membutuhkan udara yang banyak seperti pada pabrik peleburan baja, pabrik pupuk dan lainnya. Kompresor ini biasanya dibuat lima sampai sembilan tingkat. fluida dari satu tingkat ketingkat berikutnya mengalami perbandingan pada suatu alat pendingin yang disebut *pendinginan antara*



Gambar 2.6. Kompresor Aksial – Radial

Berdasarkan laju aliran udara yang memasuki kompresor, maka arah dan jumlah aliran udara yang masuk dibagi atas tiga jenis, yaitu:

1. aliran secara aksial
2. aliran secara radial
3. aliran secara aksial – radial

2.3. Analisa Termodinamika

Dengan mempertimbangkan kelebihan dan kekurangan setiap jenis turbin serta pertimbangan pada daya dan putaran yang akan dihasilkan, maka dalam analisa ini dipilih jenis turbin aksial reaksi.

Adapun spesifikasi teknis dalam perancangan ini adalah mengacu pada

Bahan bakar = HSD (high speed diesel)

Fluida kerja siklus = udara/gas

Pressure Ratio (pr) = 10,04 Bar

Temperatur Inlet Turbin = 1004 °c

Putaran Turbin = 5100 rpm

Tipe Turbin = aksial

Tipe kompresor = aksial

Tekanan barometer = 1,013 Bar

Daya Maksimum = 34.0 mw

γ = Konstanta Adiabatik yaitu 1,4 (untuk udara)

Menurut persamaan umum gas ideal $m = \frac{P.V}{R.T}$, dimana bila temperatur gas rendah maka mssa aliran gas akan naik dan sebaliknya. Hal ini berarti bila temperatur atmosfer turun maka daya efektif sistem akan naik dan sebaliknya. Temperatur udara yang dihisap kompresor mempunyai pengaruh yang besar terhadap daya efektif yang dapat dihasilkan pembangkit, sebab laju aliran massa udara yang dihisap oleh kompresor akan berubah sesuai dengan persamaan umum gas ideal.

2.3.1 Analisa Termodinamika Kompresor

Pada analisa perhitungan termodinamika dimaksudkan untuk menentukan kondisi udara masuk dan keluar kompresor serta besarnya daya yang digunakan untuk menggerakkan kompresor.

2.3.1.i Kondisi Udara Masuk Kompresor (kondisi 1)

T_a = Temperatur Lingkungan

P_b = Tekanan Barometer yaitu 1,013 bar

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

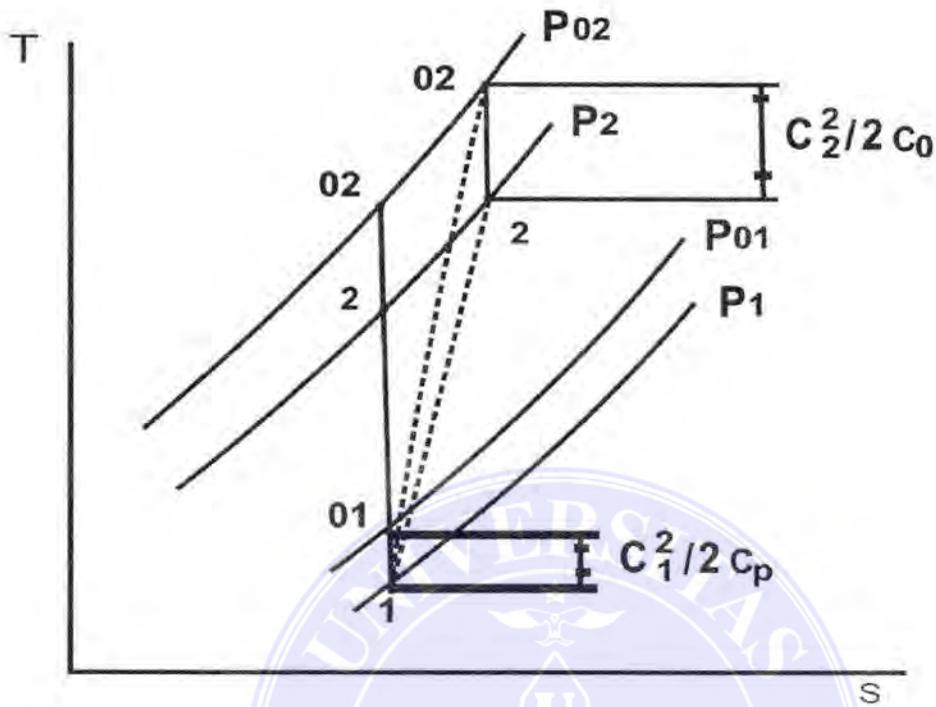
Document Accepted 26/12/23

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)26/12/23



Gambar 2.7. Diagram T-s kondisi stagnasi pada kompresor

Pada gambar diatas diperlihatkan proses kompresi pada kompresor

Dimana;

$$T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C} + 273,16$$

$$= 303,16 \text{ K}$$

a. Kondisi stagnasi

$$P_{01} = P_a - P_f$$

dimana :

$$P_f = \text{Penurunan tekanan pada filter udara}$$

$$= 0,02 \text{ bar}$$

maka :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$P_{01} = P_a - P_f$$

Document Accepted 26/12/23

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

$$P_{01} = 1,013 - 0,02$$

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

$$T_{01} = \frac{T_a}{\left(\frac{P_a}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_{pf}}}}$$

Dimana :

η_{pf} = efisiensi politropik filter udara = 0,9
 untuk udara (lit 2 hal 57)

C_{pa} = 1,005 kJ/kg K, $\gamma = 1,4$ (untuk udara), atau $\left(\frac{\lambda}{\gamma-1}\right) = 3,5$ dan,

$$\frac{P_a}{P_{01}} = \frac{1,013}{0,993} = 1,020 \text{ bar}$$

Sehingga :

$$T_{01} = \frac{303,16}{\frac{(1,4-1)0,9}{1,4}} = \frac{303,16}{1,020}$$

$$T_{01} = 301,65 \text{ K atau}$$

$$= \underline{28,49} \text{ } ^\circ\text{C}$$

b. Kondisi Stasik

$$T_1 = T_{01} \frac{C_a^2}{2.C_{pa}}$$

C_a = Kerapatan axial udara antara 150 s/d 200 (m/s)

C_{pa} = panas udara masuk kompresor (1,005 kJ /kg K.udara)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$T_1 = 301,65 - \frac{150^2}{2 \times (1,005 \times 10^3)}$$

$$= 290,455 \text{ K atau } = \underline{17,29^{\circ}\text{C}}$$

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$= 0,993 \left(\frac{209,455}{301,65} \right)^{3,5}$$

$$= 0,869 \text{ bar}$$

2.3.1. ii Kondisi Udara Keluar Kompresor (Kondisi 2)

a.kondisi stagnasi

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

$$= 10,04 \times 0,993$$

$$= 10,01 \text{ bar}$$

dimana :

$$\eta_{pk} = \text{Efisiensi politropik} = 0,9$$

maka :

$$T_{02} = T_{01} (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\eta_{pk}}}$$

$$= 301,65 \times 10,04^{\frac{(1,4-1)}{(1,4 \times 0,9)}}$$

$$T_{02} = 626,70 \text{ K atau } \approx \underline{353,53^{\circ}\text{C}}$$

b.kondisi statik

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

$$T_2 = 626,70 - \frac{150^2}{2 \times 1,005 \times 10^3}$$

$$\begin{aligned}
 &= 615,32 \text{ K atau } \approx 342,16 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 P_2 &= P_{02} - \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\
 &= 10,01 - \left(\frac{615,32}{626,52} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \\
 &= 9,072 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Kerja yang dibutuhkan untuk mengerakkan Kompresor per unit mass flow (W_{tc}) adalah :

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

Dimana :

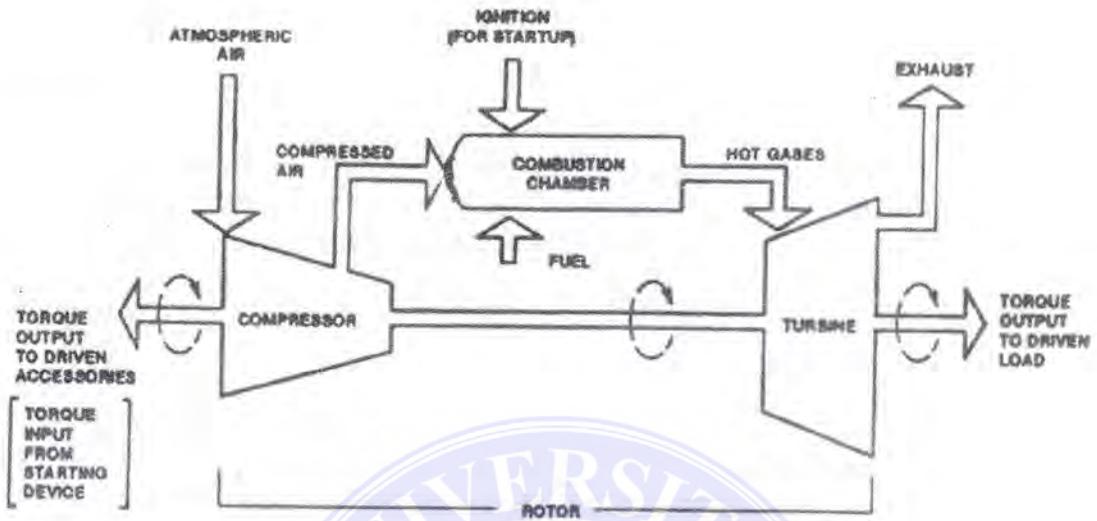
$$\eta_m = \text{efisiensi mekanik} = 0,9$$

Temperatur ekivalen untuk kerja kompresor $\Delta T_{02} - T_a$ adalah :

$$\begin{aligned}
 T_{02} - T_a &= \frac{T_a \left[\left(\frac{P_{02}}{P_a} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right]}{\eta_k} \\
 &= \frac{303,16 \left[\left(\frac{10,01}{1,013} \right)^{\frac{(1,4-1)}{1,4}} - 1 \right]}{0,85} \\
 &= 320,665 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned}
 W_{tc} &= \frac{1,005 \times 320,665}{0,99} \\
 &= 325,524 \text{ kJ/ k}
 \end{aligned}$$



Gambar 2.9 Diagram Alir Turbin Gas.

2.4.1. Siklus Brayton

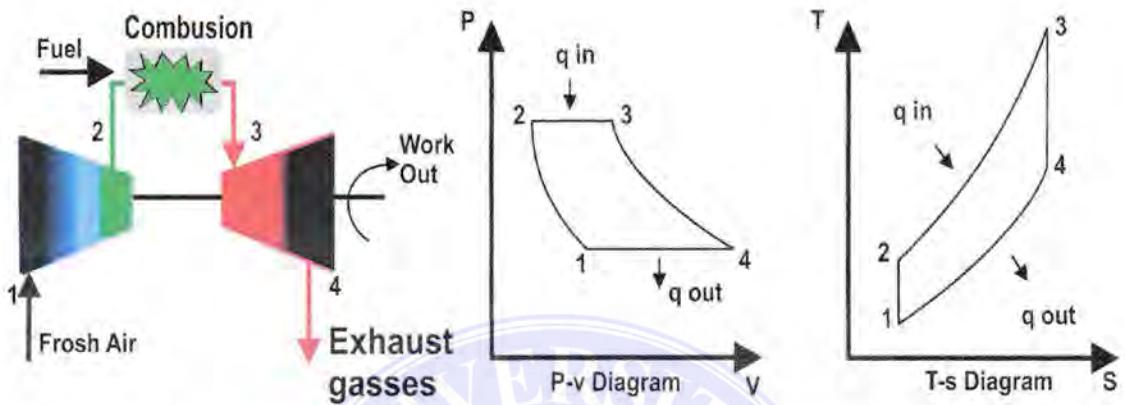
Siklus turbin gas yang umum dipakai adalah siklus brayton. Siklus ini merupakan siklus daya utama satu-satunya yang beroperasi sebagai motor bakar maupun mesin pembakaran luar dan siklus ini dikenal dengan nama *siklus joule*.

Siklus brayton merupakan siklus teoritis pada sistem turbin gas yang terdiri atas 4 macam prose, yaitu :

- 1 → 2 = Proses kompresi dan ekspansi terjadi secara isentropis / adiabatik.
- 2 → 3 = Proses penambahan panas secara isobar, perubahan energi kinetik dari Fluida kerja Antara sisi masuk dan sisi keluar kompressor diabaikan.
- 3 → 4 = Proses ekspansi turbin secara isentropis / adiabatik, tidak ada kerugian Tekanan pada sisi Masuk dan sisi keluar ruang bakar.
- 4 → 1 = Proses pelepasan panas secara isobar, laju aliran massa dinggap konstan.

Proses – proses tersebut diatas dapat juga digambarkan pada diagram

P- V dan T-S siklus brayton ideal sistem turbin gas seperti gambar 2.10.



Idealized Brayton Cycle

Pada hukum thermodinamika 1 untuk setiap steady state (keadaan puncak) pada masing – masing sistem yang ditunjukkan di dalam diagram energi serta dengan mengabaikan perubahan – perubahan potensial.

Proses 1-2 = Daya Kompresor

$$N_C = m_a (h_2 - h_1) \quad (\text{kJ/s})$$

Dimana:

N_C = Daya Kompresor

m_a = Laju Aliran Massa Udara (kj/s)

h_1 = Enthalpy udara masuk kompresor (kj/kg)

h_2 = Enthalpy udara keluar kompresor (kj/kg)

Proses 1-2 = Proses kompresi isentropik pada kompresor

Proses ini merupakan proses kerja kompresor. Kerja spesifik kompresor itu sendiri adalah kalor spesifik yang di butuhkan untuk menggerakkan kompresor

$$W_k = C_p (T_2 - T_1)$$

$$= h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg})$$

Dimana:

C_p = Panas jenis udara pada tekanan konstan (kJ/kg °k)

T_1 = Temperatur udara masuk kompressor (°k)

T_2 = Temperatur udara keluar kompressor (°k)

= Temperatur udara masuk ruang bakar

h_1 = Enthalpy udara spesifik masuk kompressor (kJ/kg)

h_2 = Enthalpy udara spesifik keluar kompressor (kJ/kg)

= Enthalpy udara spesifik masuk ruang bakar

Proses 2-3 = Penambahan Panas (Q_{in})

$$Q_{in} = m_c \cdot \text{LHV (fuel)}$$

$$= (m_a - m_f) h_3 - m_a h_2 \quad (\text{kJ/s})$$

Proses 2-3 = Proses Pembakaran pada tekanan konstan (isobar) di dalam ruang bakar. Proses ini merupakan proses terjadinya pemasukan panas yang juga berarti besarnya kalor spesifik pada ruang bakar.

$$Q_{in} = C_p (T_3 - T_2)$$

$$= H_3 - H_2 \quad (\text{kJ/kg})$$

Dimana :

T_3 = Temperatur Gas keluar ruang bakar (°k)

= Temperatur Gas masuk turbin

H_3 = Entalpy Gas keluar ruang bakar atau entalpy gas masuk turbin

(kJ/kg)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

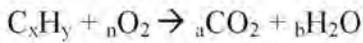
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

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)26/12/23

Pada proses ini terjadi proses pembakaran bahan bakar dengan udara. Udara dibutuhkan untuk reaksi stoikiometri pembakaran yang dapat diperoleh dari persamaan umum



Dimana :

$$a = x, b = (y/2) \text{ dan } n = x + (y/4)$$

Proses 3-4 = Daya Turbin (N_t)

$$N_t = (m_a - m_f) (h_3 - h_4) \quad (\text{kJ/s})$$

$$N_t = \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) m_a (h_3 - h_4)$$

Proses 3-4 = proses ekspansi isentropik pada turbin, proses ini merupakan proses kerja dari turbin.

$$\begin{aligned} W_T &= C_p (T_3 - T_4) \\ &= H_3 - H_4 \quad (\text{kJ/kg}) \end{aligned}$$

Dimana :

$$T_4 = \text{Temperatur Gas Keluar Turbin } (^{\circ}\text{k})$$

$$H_4 = \text{Entalpy Gas Keluar Turbin } (\text{kJ/kg})$$

Proses 4-1 = Pelepasan Panas (Q_{out})

$$Q_{out} = m_a (h_4 - h_1) \quad [\text{Kj/s}]$$

Proses 4-1 = Proses pembuangan kalor pada tekanan konstan, proses ini menyatakan besarnya kalor spesifik pada proses pembuangan kalor.

$$Q_{out} = C_p (T_4 - T_1)$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$\text{© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang } H_4 - H_1 \quad (\text{kJ/kg})$$

Document Accepted 26/12/23

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

Dari kerja spesifik yang terjadi pada setiap proses diatas maka diperoleh ;

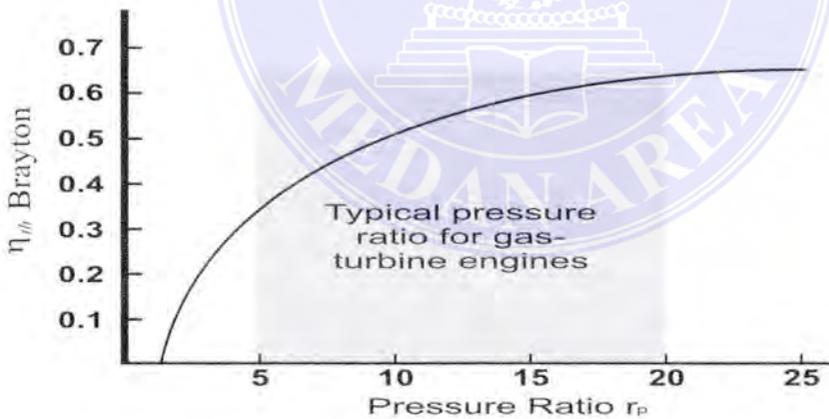
1. Kerja Netto Siklus (W_{net})

Kerja Netto Siklus adalah selisih kerja yang di hasilkan turbin dengan kerja yang dibutuhkan kompressor tiap kg gas.

$$\begin{aligned}
 W_{net} &= W_T - W_K \\
 &= C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \\
 W_{net} &= C_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (\text{lit 2, hal 39})
 \end{aligned}$$

Daya Bersih Sistem (N_{net})

$$\begin{aligned}
 N_{net} &= N_t - N_c \\
 N_{net} &= [(m_a + m_f) (h_3 - h_4)] - [m_a(h_2 - h_1)]
 \end{aligned}$$



Gambar 2.11. Grafik hubungan efisiensi dengan rasio tekanan.

2. Kalor Efektif

Adalah selisih antara pemasukkan dan pembuangan kalor spesifik

$$Q_{eff} = Q_{in} - Q_{out} = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

Dari kerja spesifik yang terjadi pada setiap proses diatas maka diperoleh ;

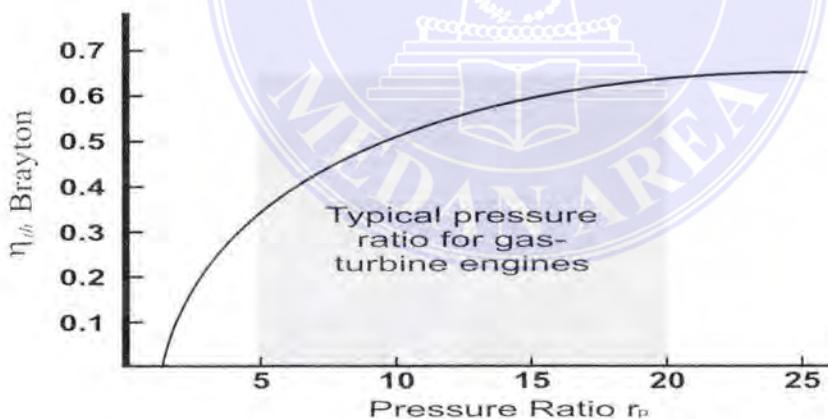
1. Kerja Netto Siklus (W_{net})

Kerja Netto Siklus adalah selisih kerja yang di hasilkan turbin dengan kerja yang dibutuhkan kompressor tiap kg gas.

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_K \\ &= C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \\ W_{net} &= C_p [(T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1)] \quad (\text{lit 2, hal 39}) \end{aligned}$$

Daya Bersih Sistem (N_{net})

$$\begin{aligned} N_{net} &= N_t - N_c \\ N_{net} &= [(m_a + m_f) (h_3 - h_4)] - [m_a(h_2 - h_1)] \end{aligned}$$



Gambar 2.11. Grafik hubungan efisiensi dengan rasio tekanan.

2. Kalor Efektif

Adalah selisih antara pemasukkan dan pembuangan kalor spesifik

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

$$Q_{eff} = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

3. Efisiensi Thermal Siklus [η_{th}]

Adalah perbandingan antara kerja netto siklus dengan pemasukkan energi.

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad \text{atau}$$

$$\eta_{th} = \frac{[(m_a + m_f)(h_3 - h_4)] - [m_a(h_2 - h_1)]}{(m_a + m_f)h_3 - m_a h_2}$$

Dimana : m_a = massa udara

m_c = massa campuran udara + bahan bakar

m_f = massa bahan bakar

4. Pressure Ratio (r_p)

Adalah perbandingan tekanan yang disebabkan proses 1—2 dan 3—4 berlangsung secara isentropis dimana, $P_1 = P_4$ dan $P_2 = P_3$ maka

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_3}{T_4}$$

Dimana r adalah rasio tekanan,

$$\frac{P_2}{P_1} = r = \frac{P_3}{P_4}$$

Sehingga ,

$$\eta_{total} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

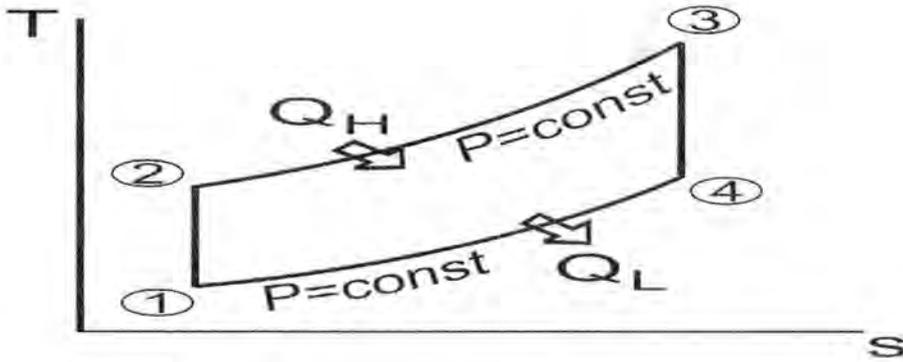
Proses diatas merupakan proses secara teoritis. siklus brayton ideal dikenal hanya sebagai dasar teoritis dimana siklus ini mengabaikan seluruh kerugian yang terjadi. Sedangkan siklus brayton aktual selalu memperhitungkan kerugian --

kerugian dan penyimpangan – penyimpangan yang terjadi di kompresor, ruang bakar maupun turbin.

Adapun kerugian dan penyimpangan tersebut terjadi akibat proses aktual sebagai berikut:

1. Proses kompresi di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropis akibat gesekan fluida kerja.
2. Proses ekspansi di dalam turbin tidak berlangsung secara isentropis akibat gesekan fluida kerja.
3. Terjadi penurunan tekanan pada ruang bakar.
4. Panas jenis dari fluida kerja akan bervariasi akibat perubahan temperatur.
5. Kerja yang dihasilkan turbin lebih kecil dari idealnya akibat pengaruh dari beban -- beban Pembantu yang digunakan dalam turbin.
6. Gas yang dihasilkan oleh pembakaran bukanlah gas sempurna.
7. Fluida kerja bukan merupakan gas ideal dengan panas spesifik konstan.
8. Laju aliran massa fluida kerja tidak konstan.
9. Proses yang terjadi di setiap komponen adiabatik.
10. Proses kompresi di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik.
11. Proses pembakaran tidak berlangsung secara adiabatik serta tidak menjamin terjadinya proses pembakaran sempurna dan,
12. Terjadinya penurunan tekanan pada ruang bakar dan turbin.

Penyimpangan yang terjadi dapat dilihat pada diagram $T - s$ berikut.



Gambar 2.12. Diagram T-S Siklus Aktual

Adapun proses yang terjadi dari diagram T-s diatas adalah :

Proses 1-2 :

Proses kompresi secara aktual pada kompressor (kerja kompressor), proses ini merupakan proses kerja spesifik kompressor yaitu kalor spesifik yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompressor.

$$W_k = \frac{1}{\eta_m} C_{pa} (T_{02} - T_{01})$$

Proses 2-3 :

Proses pemasukkan kalor, terjadi di dalam ruang bakar pada tekanan konstan (isobar).

$$Q = C_{pa} (T_{02} - T_{01})$$

Proses 3-4 :

Proses kerja turbin, ini merupakan proses ekspansi secara aktual pada turbin.

$$W_t = C_{pg} (T_{03} - T_{04})$$

$$= 1,148 \text{ kJ/kg.K}$$

5. Efisiensi Kompresor

a. Efisiensi Isentropik

Dengan menggunakan konsep enthalpy stagnasi/ temperatur untuk memperoleh jumlah setiap perubahan dalam energi kinetik fluida diantara sisi masuk dan buang. Untuk itu diperoleh efisiensi kompresor dengan menggunakan perbandingan temperatur stagnasi,yaitu :

$$\text{Kompresor : } \eta_c = \frac{W^i}{W} = \frac{T_{02}^i - T_{01}}{T_{02} - T_{04}}$$

Pada perhitungan siklus, nilai untuk η_c nantinya akan diasumsikan. Sedangkan temperatur ekivalen dari tranfer kerja adalah untuk memberikan perbandingan tekanan (ratio pressure), dengan persamaan

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

b. Efisiensi Politropik

Dengan pertimbangan yang membawa kepada konsep politropik (small stage efisiensi) yang di definisikan sebagai efisiensi isentropik yang berkenaan dengan tingkat dalam proses,adalah konstan pada keseluruhan proses. Dalam perhitungan siklus akan dituliskan dengan persamaan

$$T_{02} - T_{01} = T_{01} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right]$$

Dimana $(n - 1)/n = (\gamma - 1) / \gamma \eta_{ac}$

2.5 Laju Aliran Massa Udara

Dalam menentukan laju aliran massa udara dan bahan bakar maka keadaan yang dihitung adalah pada temperatur rata-rata udara atmosfer yang dihisap kompressor. Hal ini berguna untuk mendapatkan perbedaan daya keluaran sistem agar tidak terlalu besar bila sistem bekerja pada temperatur udara atmosfer rendah ataupun temperatur udara atmosfer tinggi.

Laju aliran massa udara dan bahan bakar dapat dihitung dengan menggunakan prinsip kesetimbangan energi dan instalasi;

$$P_E = P_T - P_K$$

$$P_E = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot W_{Ta} - \dot{m}_a \cdot W_{Ka}$$

Dimana :

$$\dot{m}_a = \frac{P_E}{W_T - W_K}$$

$$\left[\frac{1 + \dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right] \cdot W_T - W_K$$

$$\dot{m}_a = \frac{P_E}{(1 + \text{FAR}) \cdot W_T - W_K}$$

$$\dot{m}_f = \text{FAR} \cdot \dot{m}_a$$

Dimana:

$$\dot{m}_a = \text{Laju Aliran Massa Udara (kg/s)}$$

$$\dot{m}_f = \text{Laju Aliran Massa Bahan Bakar (kg/s)}$$

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

$P_T = \text{Daya Bruto Turbin (kw)}$

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)26/12/23

$$W_{Ta} = \text{Kerja Turbin Aktual (kj/kg)}$$

$$W_{Ka} = \text{Kerja Kompresor Aktual (kj/kg)}$$

Dengan ketentuan persamaan gas untuk mendapatkan laju aliran massa udara dan bahan bakar.

$$Q_{udara} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\rho_{udara}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$Q_{bahan\ bakar} = \frac{\dot{m}_{b,bakar}}{\rho_{b,bakar}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Kapasitas berbeda pada kondisi yang berbeda yang ditentukan karena perbedaan rapat jenis fluida akibat perbedaan suhu.

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

Dimana:

P = Tekanan (Pa)

R = Konstanta gas (287 j/kg °k)

T = Temperatur (°k)

Dengan diperolehnya massa aliran fluida maka dapat diperoleh besaran daya setiap komponen yaitu :

1. Daya Kompresor

$$P_K = (\dot{m}_a) W_K \quad (\text{MW})$$

2. Daya Turbin

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot W_T \quad (\text{MW})$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

3. Panas yang disuplai ruang bakar

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 26/12/23

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)26/12/23

$$Q_{RB} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot Q_{Tb} \quad (MW)$$

Laju aliran massa udara dan bahan bakar dapat dihitung dengan menggunakan prinsip kesetimbangan energi pada turbin yaitu:

$$\text{Daya netto} = \text{Daya turbin} - \text{Daya kompresor} \quad \text{atau} \quad (N_e = N_t - N_k)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} N_t &= \dot{m}_a \cdot (1+f) \cdot W_t \\ &= \dot{m}_a \cdot (1+0,01755) \cdot 550,18 \\ &= \dot{m}_a \cdot 559,83 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_k &= \dot{m}_a \cdot (W_{tc}) \\ &= \dot{m}_a \cdot 311,35 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} N_e &= 559,83 \dot{m}_a - 311,35 \dot{m}_a \\ &= 248,49 \dot{m}_a \end{aligned}$$

Dengan demikian diperoleh :

A. Laju aliran massa udara kompresor (\dot{m}_a) yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{149659,86}{248,49} \\ &= 602,277 \text{ kg/ s} \end{aligned}$$

B. Pemakaian bahan bakar (M_f) adalah :

$$\begin{aligned} M_f &= \dot{m}_a \cdot f \\ &= 602,277 \times 0,01755 \\ &= 10,56 \text{ kg/ s} \end{aligned}$$

Dalam perhitungan laju aliran massa udara sangat perlu diperhatikan,

UNIVERSITAS MEDAN AREA

pendinginan komponen – komponen pada sistem turbin gas, dimana unjuk
 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang Document Accepted 26/12/23

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

mendinginkan komponen tersebut digunakan udara dari kompressor utama yang diambil pada tingkat 15.

Dari (lit.2, hal 322) diperoleh data sebagai berikut :

$$\text{Annulus Walls} = 0,016$$

$$\text{Nozzle blades} = 0,025$$

$$\text{Rotor blades} = 0,019$$

$$\text{Rotor disc} = 0,005$$

$$= \underline{0,065}$$

Distribusi khusus pendinginan udara dibutuhkan untuk tingkat turbin yang didisain beroperasi pada temperatur 1500 K. Nilai tersebut dituliskan pada data diatas sebagai fraksi dari laju massa gas masuk.

C. Laju massa udara yang harus disuplai oleh kompressor adalah :

$$\begin{aligned} m_{ac} &= m_a + (m_a \times 0,065) \\ &= 602,277 + (602,277 \times 0,065) \\ &= 641,425 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

D. Daya yang digunakan untuk menggerakkan kompressor adalah ,

$$\begin{aligned} n_k &= m_{ac} \cdot (T_{02} - T_{01}) \\ &= 641,425 (626,70 \text{ K} - 301,65 \text{ K}) \\ &= 208495,19 \text{ KW} \end{aligned}$$

28

E. Daya yang dibangkitkan oleh turbin adalah ;

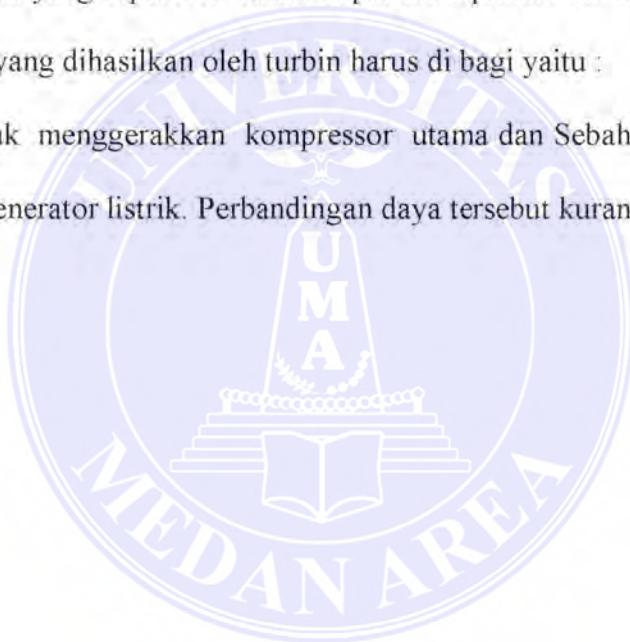
$$\begin{aligned} N_t &= (1+f) \cdot m_{ac} \cdot (T_{03} - T_{04}) \\ &= (1+0,01755) \times 641,425 \times (1277,16 - 803,24) \\ &= 309319,05 \text{ KW} \end{aligned}$$

F. Presentasi daya yang digunakan untuk menggerakkan kompressor adalah :

$$\begin{aligned}\eta_{NK} &= \frac{N_k}{N_t} \times 100\% \\ &= \frac{208379,73}{309319,05} \times 100\% \\ &= 67,3\%\end{aligned}$$

Dari data-data yang diperoleh diatas dapat disimpulkan bahwa pada instalasi turbin gas, daya yang dihasilkan oleh turbin harus di bagi yaitu :

Sebahagian untuk menggerakkan kompressor utama dan Sebahagian lagi untuk menggerakkan generator listrik. Perbandingan daya tersebut kurang lebih 3:2:1 .



BAB III

METODELOGI PENELITIAN

3.1. Metode Penulisan

Metode yang digunakan dalam penulisan ini adalah “metode pengamatan langsung (survey)”. Data diperoleh dengan melakukan pengamatan terhadap compressor sentrifugal di P.T PLN sektor pembangkitan medan.

3.2 Tahap Penulisan

Tahapan – tahapan kegiatan dilaksanakan selama penulisan yaitu, tahap persiapan, tahap pengamatan lapangan, tahap analisa dan tahap penyusunan laporan.

1. Tahap persiapan

Tahap persiapan yang dilakukan dalam melakukan penulisan ini adalah:

- Pembuatan proposal tugas akhir.
- Mengurus surat penelitian ke perusahaan.
- Studi literatur, bagian ini membahas mengenai teori –teori dan persamaan-persamaan yang mendukung dalam menganalisa compressor sentrifugal.

2. Tahap pengamatan lapangan

Tahap pengamatan lapangan dilakukan di P.T PLN sektor pembangkitan Medan. penulis meninjau sebuah compressor sentrifugal yang dipakai Untuk mensuplay udara ke ruang bakar di PLTG paya pasir.

3.3 Tahap Analisa

Analisa yang dilakukan dalam penelitian compressor sentrifugal adalah sebagai berikut:

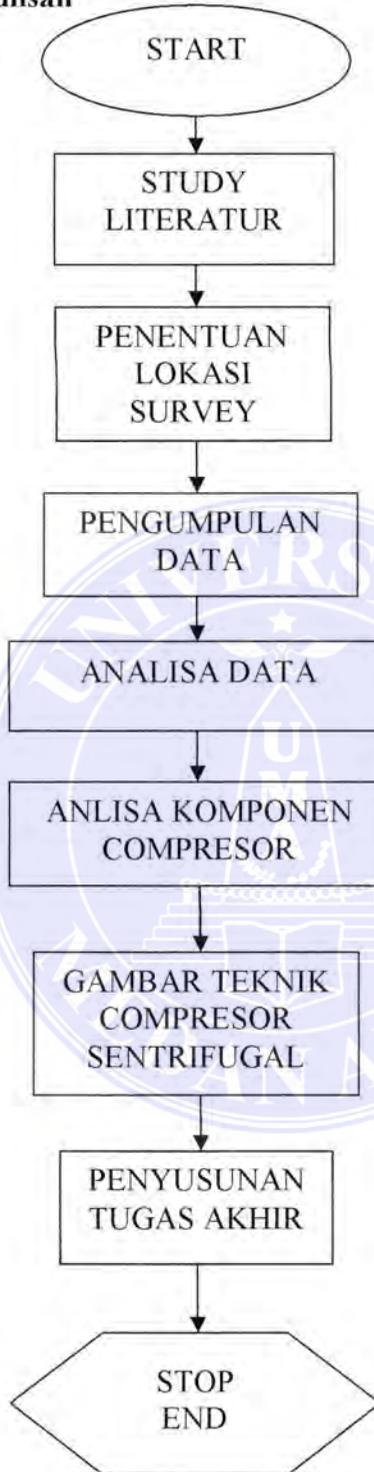
- Analisa themodinamika pada kompressor.
- Analisa laju aliran massa.
- Head kompressor.
- Putaran kompressor.
- Perhitungan daya dan efisiensi kompressor.

3.4 Tahap Penyusunan Tugas Akhir

Tahap penyusunan laporan merupakan tahap akhir dari kegiatan penulisan yaitu mengkomplitkan hasil analisa, data pengamatan lapangan dan interpretasi data dalam bentuk laporan akhir yang melampirkan :

1. Diagram alir penulisan
2. Hasil analisa
3. Tabel
4. Gambar teknik compressor sentrifugal.

3.5 Diagram Alir Penulisan



BAB V

KESIMPULAN

Kompresor merupakan satu komponen penting pada sistem turbin gas. Kompresor berfungsi untuk mensuplay udara bertekanan ke dalam ruang bakar turbin gas. Kompresor yang dianalisa adalah kompresor sentrifugal karena kompresor ini lebih efisien dan lebih baik dibanding dengan jenis yang lainnya.

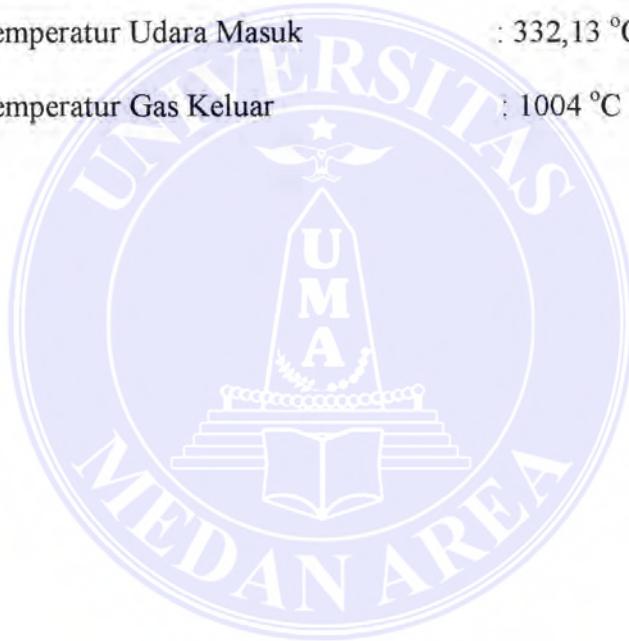
Dari hasil analisa dan perhitungan – perhitungan pada sistem turbin gas untuk instalasi PLTG sebagai penggerak generator serta hasil survey lapangan untuk menghasilkan daya terpasang sebesar 34.1 MW. Maka dapat diperoleh data-data sebagai berikut:

A. Kompresor

1. Type	: Aliran Aksial
2. Jumlah Tingkat	: 17 tingkat
3. Putaran	: 5100 rpm
4. Temperatur Udara Masuk	: 30 °C
5. Temperatur Udara Keluar	: 332,13 °C
6. Tekanan inlet Rata- Rata	: 1,013 Bar / 1 atm
7. Tekanan Outlet Rata- Rata	: 9,593 Bar
8. Kompresor Penggerak	: Turbin Gas
9. Persentase Daya Penggerak	: 64,4 %
10. Head Kompresor	: 26767,6 m kolom udara
11. Laju Aliran Massa Udara	: 602,277 Kg/s

B. Ruang Bakar (Combustion Chamber)

- | | |
|---------------------------|------------------------------|
| 1. Type | : Tubular Combustion Chamber |
| 2. Jumlah | : 10 (Sepuluh) Buah |
| 3. Kebutuhan Massa Udara | : 211,02 Kg/s |
| 4. Lossis | : 0,1918 Bar |
| 5. Tekanan Masuk | : 9,40 Bar |
| 6. Bahan Bakar | : HSD (High Speed Diesel) |
| 7. Temperatur Udara Masuk | : 332,13 °C |
| 8. Temperatur Gas Keluar | : 1004 °C |



LITERATUR

1. Ronald P Lapina :1982, Estimating centrifugal compresor perfomance, Compresor procces Technology, Volume I, Gulf Publishing Company.
2. Fritz Diesel :1990, Turbin, Pompa dan Kompresor, cetakan kedua, (Terjemahan oleh Dakso Sriyono), Penerbit Erlangga Jakarta.
3. Arismunandar Wiranto :1988, penggerak Mula Turbin Gas, P.T. Ganesha, ITB Bandung.
4. Bonar. M . R. S. :2009, Perancangan Turbin Gas Penggerak Generator, USU Repository Medan.
5. Muzzakir Budiman :1999, Gas Turbin Diktat PT. Arun NGL, Pustaka PT Arun NGL, Lhokseumawe, NAD.
6. Syamsir A.Muin :1993, pesawat-pesawat konversi Energi II, PT. Raja Grafindo Persada, jakarta.
7. Materi Training pembangkit listrik Tenaga Gas (PLTG) : 1987 edisi Pertama Medan Sumut.
8. Maherwan P. Boyce : 2001, Gas Turbin Engginering Hand Book, Second Edition,Gulf Profesional,Houston, Texas.
9. Joseph H. Keenam,joseph kaye : 1948, Gas Table, John Willey and sons inc, New York.



Gambar 4.4 Penampang Luar PLTG.