



TUGAS AKHIR - TM 0340

PERHITUNGAN UNJUK KERJA TURBIN GAS *SOLAR SATURN* PADA UNIT PEMBANGKIT DAYA JOINT OPERATING BODY PERTAMINA – PETROCHINA EAST JAVA (JOB P-PEJ)

**DIANA KUMARA DEWI
2111030008**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. HERU MIRMANTO, S.T, M.T**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT - TM 0340

**CALCULATION PERFORMANCE OF SOLAR SATURN
GAS TURBINE IN POWER PLANT UNIT OF JOINT
OPERATING BODY PERTAMINA – PETROCHINA EAST
JAVA**

**DIANA KUMARA DEWI
2111030008**

**Counselor Lecturer
Dr. Ir. HERU MIRMANTO, S.T, M.T**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT yang mana telah memberikan Rahmat, Hidayah dan Inayah-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan penulisan laporan tugas akhir yang menjadi syarat kelulusan pada Program Studi DIII Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS ini dengan lancar dan tepat pada waktunya. Laporan Tugas Akhir ini berjudul “PERHITUNGAN UJUK KERJA TURBIN GAS *SOLAR SATURN* PADA UNIT PEMBANGKIT DAYA JOINT OPERATING BODY PERTAMINA – PETROCHINA EAST JAVA (JOB P-PEJ)” . dengan penuh harapan akan ada manfaat yang dapat diambil dari penulisan buku ini.

Dalam kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih kepada :

1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku dosen pembimbing yang mana telah membimbing dan memberikan arahan kepada penulis sehingga dapat terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Ir. Suhariyanto, MT selaku Kepala Program Studi DIII Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS yang telah turut serta membantu kelancaran pengerjaan Tugas Akhir.
3. Tim dosen penguji yang telah rela memberikan waktu, tenaga, dan pikirannya dalam rangka menyempurnakan Tugas Akhir ini.
4. Kedua Orang Tua dan keluarga yang telah memberikan segenap dukungan baik secara financial dan rohanial kepada penulis sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan lancar.
5. Bapak Gunarso dan Bapak Fidrik dari JOB P-PEJ yang senantiasa membimbing penulis langsung di lapangan selama proses pengambilan data.

6. M. Lukman Hakim, sahabat yang telah membantu langsung dalam pengerjaan tugas akhir ini hingga selesai.
7. Wenny Retno Astagina, Imam Nur Fachrudin, Daniel Eka, Misbahul Munir, Taufiqur Rahmadi, Indra Fajar Arrazy yang menjadi teman satu bimbingan.
8. Teman-teman dari Tim Robot ITS yang juga turut serta membantu dan memberi semangat kepada penulis.
9. Para dosen dan karyawan D3 Teknik Mesin yang juga turut memberikan dukunagn dan semangat pada penulis.
10. Semua pihak yang ikut terlibat yang tidak bisa penulis ucapkan satu per satu.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini tentunya masih banyak kekurangan dan jauh dari kesempurnaan, maka dari itu penulis tidak menutup diri dengan mengharapkan menerima banyak kritik dan saran yang membangun demi kebaikan laporan Tugas Akhir ini untuk kedepannya.

Penulis berharap akan ada banyak manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan laporan Tugas Akhir ini. Akhir kata, penulis mohon maaf apabila ada kesalahan baik secara teknis maupun non-teknis, kesempurnaan hanya milik Allah SWT.

Surabaya, 15 Juli 2014

Penulis

**PERHITUNGAN UNJUK KERJA TURBIN GAS
SOLAR SATURN PADA UNIT PEMBANGKIT
DAYA JOINT OPERATING BODY PERTAMINA –
PETROCHINA EAST JAVA (JOB P-PEJ)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :
DIANA KUMARA DEWI
NRP. 2111 030 008

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT..... (Pembimbing)
NIP. 19620216 199512 1 001



Surabaya, Juli 2014

PERHITUNGAN UNJUK KERJA TURBIN GAS SOLAR SATURN
PADA UNIT PEMBANGKIT DAYA JOINT OPERATING BODY
PERTAMINA – PETROCHINA EAST JAVA

Nama Mahasiswa : Diana Kumara Dewi
NRP : 2111030008
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRAK

Energi merupakan suatu kebutuhan yang tidak terpisahkan dari kehidupan manusia. Kebutuhan energi listrik merupakan suatu kebutuhan pokok yang terus meningkat seiring berkembangnya industri di Indonesia. Alternatif yang tersedia kini masih menggunakan bahan bakar batu bara yang kian lama kian habis seiring meningkatnya kebutuhan listrik di Indonesia. Namun dengan adanya perkembangan teknologi terkini, mulai dikenalkan dan diterapkan pembangkit listrik dengan gas sebagai bahan bakar utamanya atau PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas).

Joint Operating Body Pertamina – Pertamina East Java (JOB P-PEJ) merupakan perusahaan yang memproduksi minyak bumi dan gas (MIGAS) dan merupakan gabungan dari perusahaan PT. Pertamina dan Petrochina Ltd. Sebagai pemasok bahan bakar minyak dan gas, JOB P-PEJ memilih untuk menggunakan turbin gas sebagai penggerak generator untuk menghasilkan listrik. Dalam tugas akhir ini, penulis mencoba untuk menghitung unjuk kerja (performa) dari salah satu unit turbin gas yang ada.

Dari hasil perhitungan diperoleh kerja kompresor (\dot{W}_C) sebesar 1.003,085767 KW, daya turbin (\dot{W}_T) sebesar 1.484,168531 KW, kapasitas bahan bakar masuk (Q_{in}) sebesar 1.045,657025 KW, sehingga didapatkan efisiensi siklus sebesar 46% dan efisiensi turbin sebesar 81,06% dengan AFR (Air Fuel Ratio) sebesar 15,3020296 dan Excess Air sebesar 7,7%.

Kata Kunci : JOB P-PEJ, Unit Pembangkit, Turbin Gas, Unjuk Kerja

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

CALCULATION PERFORMANCE OF SOLAR SATURN GAS TURBINE IN POWER PLANT UNIT OF JOINT OPERATING BODY PERTAMINA – PETROCHINA EAST JAVA

Name of Student : Diana Kumara Dewi
NRP : 2111030008
Counselor Lecturer : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRACT

Energy is an integral requirement of human life. Electrical energy needs is a basic requirement which increasing as the development of industry in Indonesia. The available for alternative today are still using coal as fuels that are becoming more depleted with increasing demand for electricity in Indonesia. But with the latest technological developments, began to be introduced and applied to the power plant with a gas as the primary fuel or power plant or known as Gas Power Plants.

Joint Operating Body Pertamina - Petrochina East Java (JOB P-PEJ) is a company who producing oil and gas and is an affiliated company of PT. Pertamina and Petrochina Ltd. As a supplier of fuel oil and gas, JOB P-PEJ choose to use a gas turbine to driven generator to produce electricity. In this thesis, the author tries to calculate the performance (efficiency) one of the existing gas turbine units.

From the calculation of work compressor (\dot{W}_C) is equal 1003.085767 KW, the power of turbine (\dot{W}_T) is equal 1484.168531 KW, inlet fuel capacity (Q_{in}) an equal 1045.657025 KW, so we get the cycle efficiency by 46 % and amounted to 81.06% efficiency turbine with AFR (Air Fuel Ratio) amounted 15.3020296 adn Excess Air amounted 7,7%.

Keyword : JOB P-PEJ, Power Plant unit, Gas Turbine, Performance

This page is intentionally left blank

DAFTAR ISI

Abstrak	i
<i>Abstract</i>	iii
Kata Pengantar	v
Daftar Isi	vii
Daftar Gambar	xi
Daftar Tabel	xiii
Subscript	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan	3
1.5. Manfaat	3
1.6. Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1. Tinjauan Umum Perusahaan	5
2.2. Turbin Gas	6
2.3. Komponen Turbin Gas	7
2.3.1. <i>Compressor Section</i>	7
2.3.1.1. Kompresor Sentrifugal	8
2.3.1.2. Kompresor Aksial	9
2.3.2. <i>Combustion Section</i>	10
2.3.2.1. Teori Pembakaran	15
2.3.2.2. Stokimetri Pembakaran	18
2.3.2.3. Bahan Bakar	19
2.3.2.4. <i>Excess Air</i>	21
2.3.3. <i>Turbine Section</i>	23
2.3.3.1. Sistem Pendinginan Turbin (<i>Turbine Cooling System</i>)	26
2.4. Klasifikasi Turbin Gas	29
2.5. Siklus Udara Standar Brayton	33
2.6. Hukum Dasar (<i>The Fundamental Laws</i>)	35
2.6.1. Persamaan Kontinuitas Aliran	36
2.6.2. Hukum Pertama Termodinamika	36

2.6.3. Persamaan Momentum	39
2.6.4. Hukum Kedua Termodinamika	42
2.7. <i>Theoretical Work</i>	44
2.7.1. Perhitungan Kerja Kompresor	44
2.7.2. Perhitungan Daya Turbin	45
2.7.3. Perhitungan Kapasitas Masuk Bahan Bakar	45
2.7.4. Perhitungan Efisiensi	46
2.7.5. AFR (<i>Air Fuel Ratio</i>)	47
BAB III METODOLOGI	49
3.1. Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir	49
3.2. Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	50
3.2.1. Tahap Identifikasi	51
3.2.2. Perumusan Masalah	51
3.2.3. Tahap Pengumpulan Data	51
3.2.4. Tahap Analisa Data	51
3.2.5. Tahap Analisis dan Evaluasi	51
3.2.6. Tahap Kesimpulan dan Saran	52
3.2.7. Tahap Penyelesaian Buku	52
BAB IV PEMBAHASAN	55
4.1. Data yang Diketahui	55
4.2. Perhitungan Efisiensi Siklus (η_c)	55
4.2.1. Perhitungan Kerja Kompresor (\dot{W}_C)	55
4.2.2. Perhitungan Daya Turbin	59
4.2.3. Perhitungan Kapasitas Masuk Bahan Bakar (\dot{Q}_{in})	62
4.2.4. Perhitungan Efisiensi Siklus (η_c)	62
4.2.5. Perhitungan Efisiensi Turbin (η_T)	63
4.3. AFR (<i>Air Fuel Ratio</i>)	63
4.4. <i>Excess Air</i>	63
4.5. Prosedur Menyalakan (<i>Start-Up</i>) dan Mematikan (<i>Shut-</i> <i>down</i>)	65
4.5.1. Prosedur Sebelum Penyalaan (<i>Prestart</i>)	65
4.5.2. Cek Harian (<i>Daily Check</i>)	66
4.5.3. Prosedur Mematikan (<i>Shutdown</i>)	66

4.6. Perawatan Turbin Gas	67
4.6.1. <i>Preventive Maintenance</i>	67
4.6.1.1. Perawatan Pada 750-1000 Jam Kerja	71
4.6.1.2. Perawatan Pada 1000 dan 4000 Jam Kerja	71
4.6.2. <i>Corrective Maintenance</i>	72
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	75
5.1. Kesimpulan	75
5.2. Saran	75
Daftar Pustaka	xvii
Biografi	xix
LAMPIRAN A	xxi
LAMPIRAN B	xxiii
LAMPIRAN C	xxiv

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

DAFTAR TABEL

<i>Tabel 2.1. Nilai Excess Air pada bahan bakar</i>	<i>23</i>
<i>Tabel 2.2. Kisaran nilai AFR pada Bahan Bakar</i>	<i>47</i>
<i>Tabel 4.1 Data yang diketahui</i>	<i>55</i>
<i>Tabel 4.2 Data gas bahan bakar</i>	<i>59</i>
<i>Tabel 4.3. Persentase oksigen untuk pembakaran</i>	<i>64</i>
<i>Tabel 4.4. Ringkasan Inspeksi Gas Turbin</i>	<i>68</i>
<i>Tabel 4.5. Perawatan dan Pengecekan Secara Rutin</i>	<i>69</i>

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

DAFTAR GAMBAR

<i>Gambar 2.1. Peta Lokasi Eksplorasi dan Eksploitasi Hidrokarbon JOB P-PEJ</i>	5
<i>Gambar 2.2 Skema siklus brayton sederhana</i>	7
<i>Gambar 2.3 Kompresor Sentrifugal tipe Radial</i>	8
<i>Gambar 2.4 Kompresor Aksial</i>	9
<i>Gambar 2.5 Ruang Bakar</i>	11
<i>Gambar 2.6 Persentase AirFlow pada ruang bakar</i>	12
<i>Gambar 2.7 Stabilisasi pembakaran dan pola aliran udara secara umum</i>	13
<i>Gambar 2.8 Tipe utama ruang bakar turbin gas</i>	14
<i>Gambar 2.9 Faktor Pembakaran</i>	15
<i>Gambar 2.10. Komposisi Udara di Atmosfer Bumi</i>	16
<i>Gambar 2.11 Grafik prosentase oksigen terhadap excess air</i>	22
<i>Gambar 2.12 Turbin Gas Radial Flow</i>	24
<i>Gambar 2.13 Turbin Gas Axial Flow</i>	24
<i>Gambar 2.14 siklus brayton sederhana</i>	25
<i>Gambar 2.15 Metode pendinginan Turbin</i>	26
<i>Gambar 2.16 Metode pendinginan Impigement Cooling</i>	27
<i>Gambar 2.17 Metode Pendinginan Film Cooling</i>	27
<i>Gambar 2.18 Metode Transpiration Cooling</i>	28
<i>Gambar 2.19 Metode pendinginan water cooling</i>	29
<i>Gambar 2.20 Siklus gas turbin sederhana</i>	30
<i>Gambar 2.21 Turbin gas poros tunggal (single shaft)</i>	31
<i>Gambar 2.22 Turbin gas poros ganda (two-shaft)</i>	31
<i>Gambar 2.23 Turbin gas berporos split</i>	32
<i>Gambar 2.24 Turbin gas poros twin spool</i>	33
<i>Gambar 2.25 Siklus gas turbin udara-standar sederhana</i>	33
<i>Gambar 2.26 P-v dan T-s diagram Siklus Brayton ideal</i>	34
<i>Gambar 2.27 Flow Across an Element of Area</i>	27
<i>Gambar 2.28 Control Volume</i>	37
<i>Gambar 2.29 Volume kontrol untuk Turbomachinery secara umum</i>	40

Gambar 3.1 Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir 50
Gambar 4.1. Interval inspeksi sistem turbin gas 68

Subscript

<i>a</i>	<i>Air</i>
<i>c</i>	<i>Cycle</i>
<i>C</i>	<i>Compressor</i>
<i>f</i>	<i>Fuel</i>
<i>G</i>	<i>Generator</i>
<i>nett</i>	<i>Netto</i>
<i>p</i>	<i>Pressure</i>
<i>r</i>	<i>Reduce</i>
<i>st</i>	<i>Standard</i>
<i>T</i>	<i>Turbine</i>

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Energi merupakan suatu kebutuhan yang tidak terpisahkan dari kehidupan manusia. Salah satu bentuk energi yang selalu dibutuhkan adalah energi listrik. Kebutuhan energi listrik merupakan suatu kebutuhan pokok yang terus meningkat seiring berkembangnya industri di Indonesia. Pembangkit listrik yang ada di Indonesia sebagian besar masih menggunakan PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) sebagai pembangkit utama. Alternatif yang tersedia kini masih menggunakan bahan bakar batu bara untuk PLTU yang kian lama kian habis seiring meningkatnya kebutuhan listrik di Indonesia. Namun dengan adanya perkembangan teknologi terkini, mulai dikenalkan dan diterapkan pembangkit listrik dengan bahan bakar lain yakni PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas) dengan gas sebagai bahan bakar utamanya yang masih banyak tersedia di bumi.

Desain pertama turbin gas dibuat oleh John Wilkins seorang Inggris pada tahun 1791. Sistem tersebut bekerja dengan gas hasil pembakaran batu bara, kayu atau minyak, kompresornya digerakkan oleh turbin dengan perantara rantai roda gigi. Pada tahun 1872, Dr. F. Stolze merancang sistem turbin gas yang menggunakan kompresor aksial bertingkat ganda yang digerakkan langsung oleh turbin reaksi tingkat ganda. Tahun 1908, sesuai dengan konsepsi H. Holzworth, dibuat suatu sistem turbin gas yang mencoba menggunakan proses pembakaran pada volume konstan. Tetapi usaha tersebut dihentikan karena terbentur pada masalah konstruksi ruang bakar dan tekanan gas pembakaran yang berubah sesuai beban. Tahun 1904, "*Societe des Turbomoteurs*" di Paris membuat suatu sistem turbin gas yang konstruksinya berdasarkan desain Armengaud dan Lemate yang menggunakan bahan bakar cair. Temperatur gas pembakaran yang masuk sekitar 450 C dengan tekanan 45 atm dan kompresornya langsung digerakkan oleh turbin.

Selanjutnya, pada tahun 1935 sistem turbin gas mengalami perkembangan yang pesat dimana diperoleh efisiensi sebesar

kurang lebih 15%. Pesawat pancar gas yang pertama diselesaikan oleh “*British Thomson Houston Co*” pada tahun 1937 sesuai dengan konsepsi Frank Whittle (tahun 1930). Hingga pada abad 20 ini, perkembangan turbin gas semakin pesat dan mulai digunakan sebagai alternatif pembangkit daya yang cukup menjanjikan.

Salah satu contoh pada industri di Indonesia, yakni JOB P-PEJ (Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java) yang sudah memiliki suplai kebutuhan energi listriknya dengan menginstall beberapa unit turbin gas. JOB P-PEJ merupakan penghasil gas alam (*natural gas*), sehingga ketersediaan bahan bakar gas sangat melimpah untuk dijadikan bahan bakar turbin gas. Dalam kenyataan yang ada dilapangan, empat unit turbin gas yang terpasang sudah tidak memiliki performa yang baik dikarenakan umur dari turbin gas itu sendiri. Maka dari itu penulis ingin menghitung jumlah efisiensi dari salah satu unit turbin gas yang ada di JOB P-PEJ agar dapat diketahui performa sistem yang masih bekerja hingga saat ini.

1.2. Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah dipaparkan dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

1. Bagaimanakah prinsip kerja dari turbin gas?
2. Apa sajakah komponen-komponen yang terdapat dalam turbin gas?
3. Bagaimanakah menghitung performa dari turbin gas?
4. Apa saja yang harus dilakukan untuk perawatan turbin gas?

1.3. Batasan Masalah

Agar pembahasan yang diangkat tidak melebar jauh, maka digunakan batasan masalah yakni meliputi

1. Pengambilan data dilakukan di JOB P-PEJ Tuban, Jawa Timur.
2. Turbin gas yang dianalisa adalah turbin gas SOLAR SATURN dengan kompresor dan turbin tipe aksial.
3. Semua perpindahan panas dapat diabaikan.

1.4. Tujuan

Adapun tujuan dari pengerjaan Tugas Akhir ini adalah :

1. Mengetahui macam-macam dan karakteristik turbin gas.
2. Dapat menjelaskan prinsip kerja turbin gas.
3. Mengetahui komponen-komponen turbin gas.
4. Dapat menghitung performa atau unjuk kerja turbin gas.

1.5. Manfaat

Berikut ini merupakan beberapa manfaat yang diperoleh dari penulisan laporan pengerjaan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mahasiswa dapat mengetahui macam-macam dan karakteristik turbin gas
2. Mahasiswa dapat menjelaskan prinsip kerja turbin gas
3. Mahasiswa dapat menyebutkan komponen-komponen dari turbin gas
4. Mahasiswa dapat menghitung performa atau unjuk kerja dari turbin gas
5. Mahasiswa mengetahui cara perawatan pada turbin gas

1.6. Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan yang digunakan adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada BAB I berisi latar belakang dari penulisan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat yang ingin dicapai oleh penulis.

BAB II DASAR TEORI

Pada BAB II dijelaskan beberapa teori dasar dalam pengerjaan Tugas Akhir serta prinsip dasar yang berkaitan dengan turbin gas.

BAB III METODOLOGI

BAB III menjelaskan alur pengerjaan Tugas Akhir ini dari awal hingga akhir selesai.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

BAB IV berisikan analisa dan perhitungan unjuk kerja dari keseluruhan sistem.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V yakni bab terakhir yang berisikan kesimpulan yang didapatkan dan beberapa saran dari penulis.

LAMPIRAN

Lampiran berisikan beberapa data dan tabel penunjang yang dapat memperjelas isi dari buku.

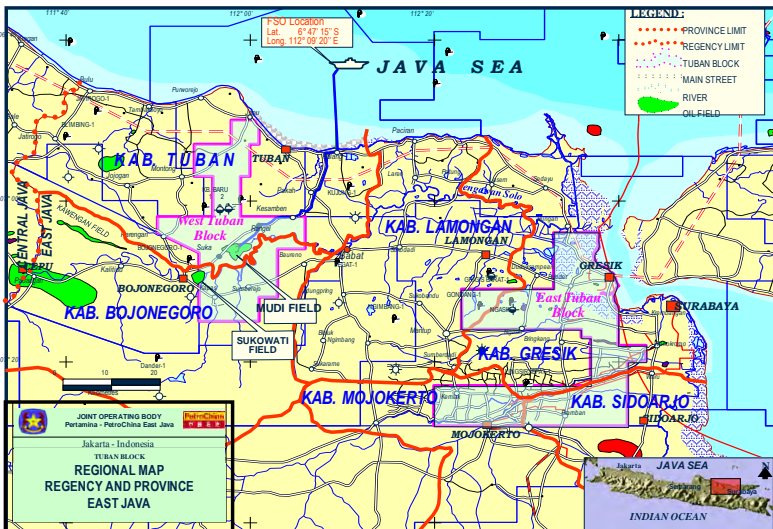
BAB II DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Umum Perusahaan

JOB P-PEJ (*Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java*) di Indonesia adalah *Production Sharing Contractor* yang bekerja sama dengan Pertamina. JOB P-PEJ beroperasi antara lain di Tuban (Jawa Timur), Sorong (Papua), dan Jambi dengan kantor pusat yang berada di Jakarta. Lokasi yang digunakan untuk pengambilan sampel data turbin gas adalah JOB P-PEJ yang terletak di Desa Rahayu, Kecamatan Soko, Tuban-Jawa Timur.

Perusahaan ini mempunyai jenis kontrak yaitu PSC – JOB dengan masa kontrak tiga puluh tahun, dengan wilayah kontrak yang meliputi :

- Wilayah kontrak awal : 7.391 km²
- Wilayah kontrak saat ini : 1.478 km² (wilayah Tuban bagian barat dan daerah Tuban bagian timur)



Gambar 2.1 Peta Lokasi Eksplorasi dan Eksploitasi Hidrokarbon JOB P-PEJ

Wilayah operasi JOB P-PEJ wilayah blok Tuban Barat dan Tuban Timur meliputi enam Kabupaten (dimana lokasi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.1), yaitu: Kabupaten Tuban, Kabupaten Bojonegoro, Kabupaten Lamongan, Kabupaten Gresik, Kabupaten Sidoarjo, dan Kabupaten Mojokerto. Lapangan Mudi JOB P-PEJ terletak di Kecamatan Soko, Kabupaten Tuban, Provinsi Jawa Timur. Lokasi lapangan tersebut sekitar 34 km dari Kota Tuban atau 17 km dari Kota Bojonegoro, termasuk kantor cabang (*branch office*) berada di lokasi tersebut.

JOB P-PEJ memiliki beberapa sumur yang terletak di tiga area yang berbeda, dan semua minyak mentah akan diproses pada satu tempat yakni di CPA (*Central Processing Area*) yang terletak di Pad A. Dalam proses produksinya di CPA terdapat instalasi pembangkit daya dengan menggunakan empat unit turbin gas sebagai penggerak utamanya. Selain itu terdapat beberapa unit *Gas Engine* yang juga digunakan untuk menghasilkan daya. Pada instalasi turbin gas ini, turbin gas memiliki 3 *stage axial flow* dengan kompresor 8 *stage axial flow*.

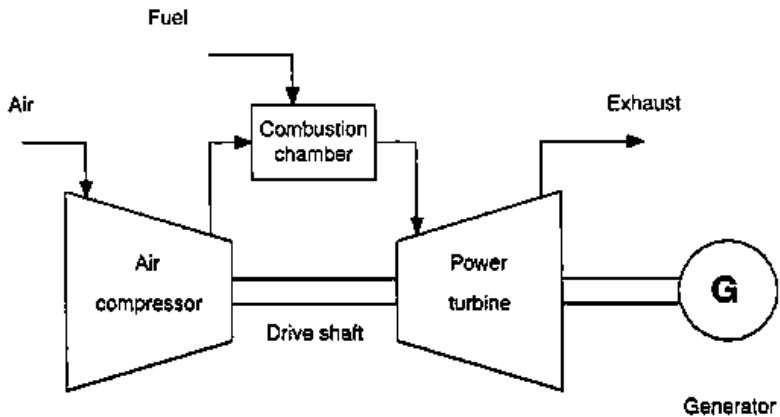
Turbin gas ini berfungsi sebagai *mechanical drive* atau penggerak mekanis yang langsung terhubung dengan generator. Generator mengubah energi mekanis berupa gerak putar poros menjadi energi listrik yang akan dipakai untuk memenuhi kebutuhan daya atau listrik untuk semua peralatan dan komponen di CPA (*Central Processing Area*).

2.2. Turbin Gas

Turbomachine atau mesin turbo adalah semua perangkat atau peralatan yang terklasifikasikan sebagai mesin yang mentransferkan energi baik ke maupun dari, suatu aliran fluida secara kontinu dengan aksi dinamis dari satu atau beberapa jumlah baris sudu (*blade rows*). Salah satu dari mesin turbo ini adalah turbin gas.

2.3. Komponen Turbin Gas

Secara garis besar, sistem turbin gas terdiri dari tiga komponen dasar atau utama dalam instalasinya yakni kompresor, ruang bakar (*combustion chamber/combustor*), dan turbin gas. Sedangkan untuk alat-alat atau perangkat lainnya merupakan aksesoris yang dapat berfungsi untuk meningkatkan efisiensi, *safety*, maupun perangkat yang menyesuaikan lingkungan atau keadaan dimana turbin gas di instal. Pada dasarnya, gas turbin dioperasikan dengan cara yang sama terlepas pemakaian di darat, udara, maupun di laut. Seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.2 merupakan skema dari siklus turbin gas sederhana.



Gambar 2.2 Skema siklus brayton sederhana

2.3.1. Compressor Section

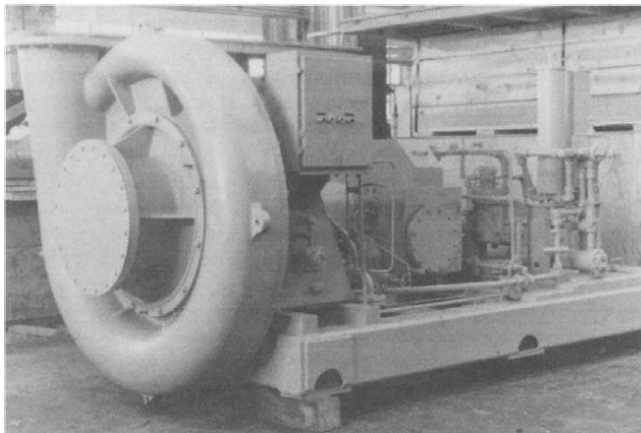
Secara umum, definisi dari kompresor adalah suatu alat yang digunakan untuk menaikkan tekanan dari fluida kompresibel. Kompresor adalah suatu alat yang menerima energi dari luar yang berupa daya poros yang digunakan untuk menaikkan tekanan fluida udara atau gas. Tekanan masuk kompresor atau (*suction pressure*) memiliki kisaran yang beragam dimulai dari tekanan vakum hingga tekanan positif yang bernilai tinggi, begitu pula tekanan keluar

kompresor (*discharge pressure*) bervariasi mulai dari tekanan atmosfer hingga tekanan tinggi bernilai ribuan psi di atas atmosfer. Variasi tekanan *suction* dan *discharge* ini bergantung kepada jenis atau konfigurasi kompresor. Jenis fluida kerja yang digunakan adalah fluida kompresibel yang berupa gas ataupun uap.

Dalam sistem turbin gas, kompresor merupakan satu kesatuan dalam sistem yang digerakkan oleh turbin untuk memampatkan udara (menaikkan tekanan udara) yang kemudian akan digunakan untuk pembakaran di *combustion section*. Pada umumnya, kompresor yang digunakan dalam sistem turbin gas adalah kompresor aksial atau kompresor sentrifugal.

2.3.1.1. Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal, termasuk dalam kelompok kompresor dinamik adalah kompresor dengan prinsip kerja mengkonversikan energi kecepatan gas/udara yang dibangkitkan oleh aksi/gerakan impeller yang berputar dari energi mekanik Unit penggerak menjadi energi potensial (tekanan) di dalam diffuser.

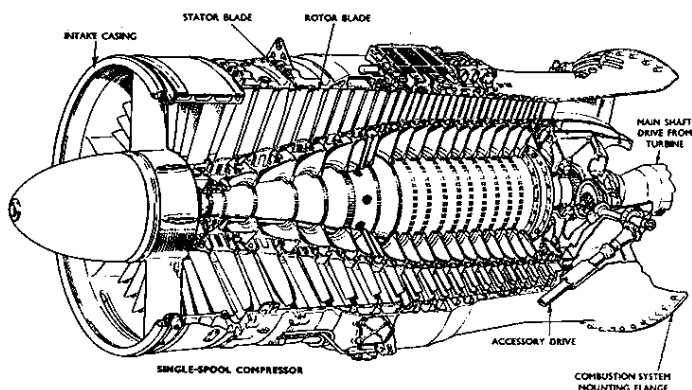


Gambar 2.3 Kompresor Sentrifugal tipe Radial

Kompresor sentrifugal meningkatkan energi dari fluida kerja yang berupa gas. Seperti pada gambar 2.4 Prinsip kerja dari kompresor sentrifugal adalah ketika impeller berputar fluida kerja dituntun atau diarahkan secara aerodinamis mengikuti bentuk kelengkungan sudu dalam arah radial masuk ke *volute chamber* sehingga energi mekanik rotor diubah menjadi energi pada fluida yakni berupa kenaikan total *head* yang berupa *head* statis yang berupa kenaikan tekanan dan *head* dinamis yang berhubungan dengan kecepatan. Di dalam *volute chamber* fluida ditampung dan sebagian *head* dinamis fluida kerja diubah menjadi *head* statis, sehingga fluida yang keluar dari *volute chamber* bertekanan tinggi.

2.3.1.2. Kompresor Aksial

Hampir semua turbin gas yang digunakan menggunakan kompresor aksial seperti pada kompresor yang digunakan pada turbin gas SATURN dengan 8 stage kompresor, *axial flow* dan memiliki *pressure ratio* (*rp*) sebesar 6,2 : 1.



Gambar 2.4 Kompresor Aksial

Pada dasarnya, kompresor aksial pada satu stage memiliki sepasang *rotor* dan *stator*. Energi dari *rotor* ditransfer ke gas dengan memutar *blade* atau sudu yang biasanya *unshrouded blade*. Aliran di

dalam *rotor/stator* dituntun secara aerodinamis mengikuti bentuk kelengkungan sudu dalam arah aksial. Head dinamis yang dikandung fluida kerja setelah keluar dari *rotor* selanjutnya akan dirubah lagi menjadi head statis dalam bentuk kenaikan tekanan didalam *stator*.

Dalam beberapa hal, kompresor aksial memiliki keuntungan dibandingkan dengan kompresor yang lain. Secara umum, kompresor aksial memiliki ciri-ciri sebagai berikut :

- Putaran tinggi
- Kapasitas yang sangat besar.
- Effisiensi yang tinggi
- Arah aliran fluida yang searah poros sehingga cocok untuk multistage

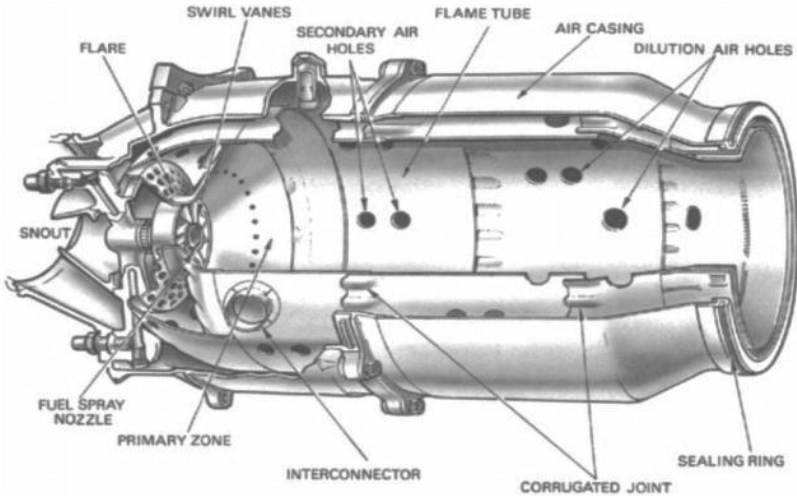
2.3.2. Combustion Section

Ruang bakar atau *combustion chamber* merupakan bagian dari turbin gas yakni Suatu ruang dimana bahan bakar dipompakan dalam udara bertekanan untuk dikabutkan yang selanjutnya dipantik agar terjadi pembakaran di dalamnya. Bahan bakar dan udara dibakar secara stokiometri pada tekanan konstan. Kemudian gas hasil pembakaran dicampur dengan udara agar sesuai dengan temperatur inlet turbin.

A. Proses Pembakaran (*Combustion Process*)

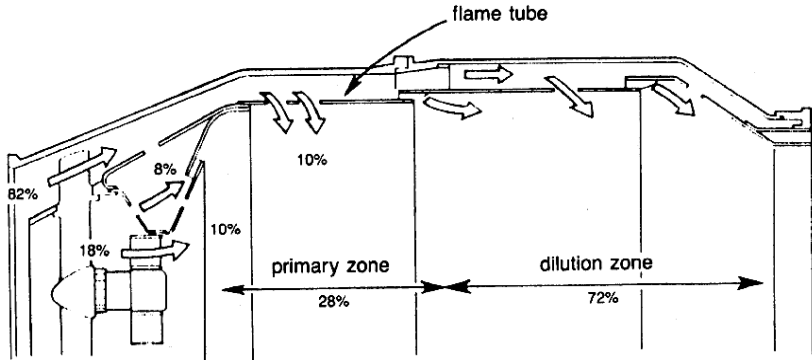
Udara dari kompresor memasuki ruang bakar (*combustion chamber*) dengan kecepatan hingga 500 ft/s atau sebesar 152,4 m/s. Akan tetapi, kecepatan tersebut terlalu tinggi untuk pembakaran, maka hal pertama yang harus dilakukan di ruang bakar ialah mengurangi kecepatan aliran tersebut dan meningkatkan tekanan statisnya, hal ini dikarenakan kecepatan pembakaran kerosin pada rasio campuran normal membutuhkan waktu hanya beberapa meter per detik sehingga setiap bahan bakar yang dapat terbakar dalam aliran udara terdifusi, memiliki kecepatan 80 ft/s atau 24,384 m/s.

Oleh karena itu wilayah kecepatan aksial rendah harus dibuat dalam ruang bakar, sehingga nyala api akan tetap menyala sepanjang rentang kondisi operasi mesin.



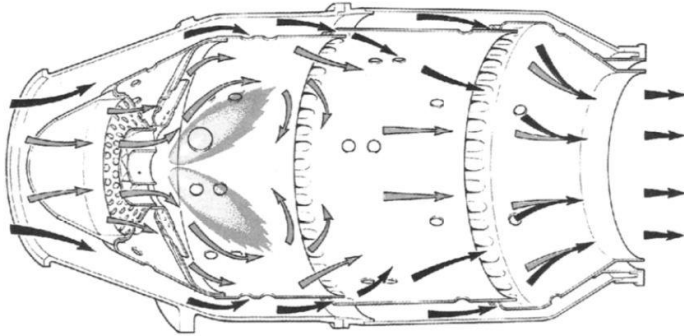
Gambar 2.5 Ruang Bakar

Dalam operasi normal, AFR (*Air Fuel Ratio*) di dalam ruang bakar dapat bervariasi antara 45:1 hingga 130:1. Akan tetapi, kerosin hanya akan terbakar secara efisien atau mendekati, pada rasio 15:1 dimana bahan bakar harus terbakar dengan bagian udara yang hanya memasuki ruangan, dan inilah yang disebut zona pembakaran utama atau *primary combustion zone* seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.6. Hal ini dapat dicapai dengan cara memanfaatkan *flame tube* (*combustor liner*) yang memiliki berbagai perangkat untuk mengukur distribusi aliran udara sepanjang ruang bakar.



Gambar 2.6 Persentase AirFlow pada ruang bakar
(sumber: Rolls-Royce, UK)

Sekitar 20% dari aliran massa udara diambil oleh *snout* (moncong) atau *entry section* (gambar 2.7). *Downstream* dari *snout* adalah baling-baling lingkar dan *flare* (suar) yang penuh dengan lubang, dimana udara masuk kedalam zona pembakaran utama. Udara yang berputar menghasilkan aliran *upstream* dari pusat *flame tube* dan mendorong resirkulasi yang diinginkan. Udara tidak diambil oleh aliran dari *snout* ke dalam ruang anular diantara *flame tube* dan *casing* udara. Sepanjang dinding bodi *flame tube*, yang bersebelahan dengan zona pembakaran, sejumlah nomor pilihan dari lubang sekunder yang lebih lanjut 20% dari aliran utama melewati *primary zone* atau zona utama. Udara dari baling-baling lingkar (*swirl vanes*) dan dari lubang udara sekunder berinteraksi dan membentuk suatu wilayah resirkulasi kecepatan rendah (*low velocity recirculation*). Hal tersebut mirip dengan cincin asap yang berfungsi untuk menstabilkan dan menahan api (gambar 2.6). Sirkulasi gas-gas mempercepat pembakaran dari bahan bakar yang diinjeksikan dengan menaikkan temperatur hingga temperatur pembakaran secara cepat.



Gambar 2.7 Stabilisasi pembakaran dan pola aliran udara secara umum
(sumber : Rolls-Royce, UK)

B. Suplai Bahan Bakar (*Fuel Supply*)

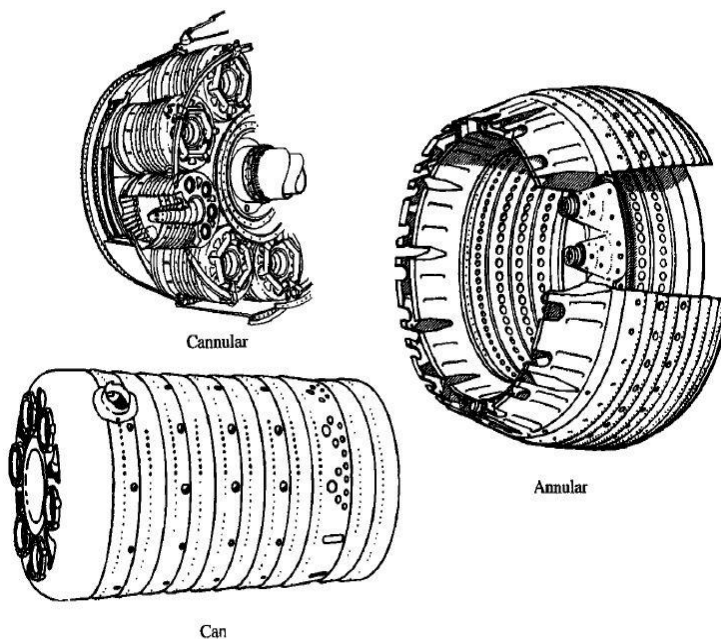
Suplai bahan bakar dapat berupa gas, liquid (cair), atau bahkan keduanya (*dual fuel*). Bahan bakar cair disuplai ke aliran udara dengan satu atau dua metode yang berbeda. Yang paling umum adalah injeksi pengabutan kedalam aliran udara sirkulasi melalui nosel semprot (*spray nozzle*). Metode yang kedua adalah berbasis pra-penguapan bahan bakar sebelum memasuki zona pembakaran. Pada metode penguapan, bahan bakar disemprotkan dari *feed tubes* ke *vaporizing tubes* yang mana posisinya di dalam *flame tube*. *Tube* atau tabung ini mengubah bahan bakar hingga 180 derajat dan dipanaskan oleh pembakaran, bahan bakar menguap sebelum melewati *flame tube*. Aliran udara primer/utama melewati bawah *vaporizing tube* dengan bahan bakar dan juga melalui lubang di bagian masuk *flame tube* yang menyediakan „ventilator“ atau „kipas“ udara untuk menyapu *flame rearwards* atau sisa api.

C. Tipe Ruang Bakar (*Types of Combustion Chamber*)

Sebuah sistem dapat terdiri dari satu atau lebih pembakar silinder. Karena desain modular, sistem dapat digunakan selama pengembangan awal mesin turbojet. Sistem cannular terdiri dari

serangkaian pembakar silinderyang tersusun dalam annulus, maka dinamakan cannular. Jenis pembakar ini adalah yang paling umum pada populasi mesin turbin pada pesawat, tetapi telah diganti dengan jenis annular di sebagian besar mesin modern. Kebanyakan sistem burner utama modern menggunakan desain annular dimana burner tunggal memiliki persediaan gas penampang melingkar ke turbin.

Keseragaman ditingkatkan zona pembakaran, dengan desain yang sederhana, mengurangi luas permukaan linear, dan panjang pendek sistem yang disediakan oleh umum pembakaran annulus telah membuat pembakar / *burners* annular utama untuk semua sistem penggerak depan.



Gambar 2.8 Tipe utama ruang bakar turbin gas

Tipe ruang bakar pada turbin gas secara garis besar dibedakan menjadi tiga, yakni Can, Annular, dan Can-Annular (pada gambar

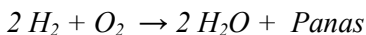
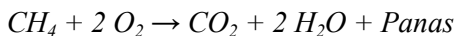
2.8). Namun yang seringkali dijumpai pada turbin gas (untuk industri) adalah ruang bakar dengan tipe annular yang berbentuk seperti donat yang memiliki ruang kontinu mengelilingi turbin.

2.3.2.1. Teori Pembakaran

Pembakaran terjadi ketika bahan bakar, paling sering bahan bakar fosil bereaksi dengan oksigen di udara untuk menghasilkan panas (lihat gambar 2.9). panas yang diciptakan oleh pembakaran bahan bakar fosil yang digunakan dalam pengoperasian peralatan seperti boiler, tungku, dan mesin. Seiring dengan panas, CO₂ (karbon dioksida) dan H₂O (air) juga dihasilkan dari reaksi eksotermis.



Gambar 2.9 Faktor Pembakaran



Dengan memonitor dan mengatur beberapa gas dalam pembuangan (*exhaust*), mudah untuk meningkatkan efisiensi pembakaran, yang menghemat bahan bakar dan menurunkan biaya. Efisiensi pembakaran adalah perhitungan seberapa efektif proses pembakaran berjalan. Untuk mencapai tingkat tertinggi efisiensi

pembakaran, pembakaran sempurna harus dilakukan. Pembakaran sempurna terjadi ketika semua energi dalam bahan bakar yang dibakar diekstrak dan tak satu pun dari Carbon dan senyawa Hidrogen yang tersisa (tidak terbakar). Pembakaran sempurna akan terjadi ketika jumlah yang tepat antara bahan bakar dan udara (bahan bakar/rasio udara) dicampur untuk jumlah yang tepat waktu di bawah kondisi yang sesuai. Meskipun secara teoritis pembakaran stoikiometri terdapat teori untuk jumlah bahan bakar yang sempurna untuk rasio udara, yang pada kenyataannya pembakaran stoikiometri tidak bisa dicapai karena banyak faktor yang berbeda-beda. Kehilangan panas yang tak terelakkan sehingga membuat efisiensi 100% tidak mungkin terjadi.

Chemical species		Concentration	Residence time	Sources					
Name	Formula			Biogenic	Anthropogenic	Photochemical	Volcanic	Radiogenic	Other
Nitrogen	N ₂	78.084%	1.6×10 ⁷ years	✓			✓		
Oxygen	O ₂	20.946%	3×10 ⁷ –10 ⁸ years	✓					
Argon	Ar	0.934%						✓	
Water vapour*	H ₂ O	0–4% (0–40 000 ppm)	10 days	✓	✓		✓	(1)	
Carbon dioxide	CO ₂	3.94×10 ⁻² % (394 ppm)	20–150 years	✓	✓	✓	✓		
Neon	Ne	1.818×10 ⁻⁶ % (18.18 ppm)					✓?		
Helium	He	5.24×10 ⁻⁶ % (5.24 ppm)	10 ⁷ years					✓	
Methane	CH ₄	1.79×10 ⁻⁶ % (1.79 ppm)	10 years	✓	✓				
Krypton	Kr	1.14×10 ⁻⁶ % (1.14 ppm)						✓	
Hydrogen	H ₂	5.3×10 ⁻⁶ % (0.53 ppm)	2 years	✓	✓			(2)	
Nitrous oxide	N ₂ O	3.25×10 ⁻⁶ % (0.325 ppm)	150 years	✓	✓				
Carbon-monoxide	CO	5–25×10 ⁻⁶ % (0.05–0.25 ppm)	0.2–0.5 year	✓	✓				
Xenon	Xe	8.7×10 ⁻⁶ % (0.087 ppm)							
Ozone	O ₃	1–5×10 ⁻⁶ % (0.01–0.05 ppm)	weeks - months			✓			
Nitrogen-dioxide	NO ₂	0.1–5×10 ⁻⁷ % (0.001–0.05 ppm)	8–10 days	✓	✓	✓			
Ammonia	NH ₃	0.01–1×10 ⁻⁷ % (0.0001–0.01 ppm)	~5 days	✓	✓				
Sulphur-dioxide	SO ₂	0.003–3×10 ⁻⁷ % (0.03–30×10 ⁻³ ppm)	~2 days	✓	✓	✓			
Hydrogen-sulphide	H ₂ S	0.01–6×10 ⁻⁸ % (0.01–0.6×10 ⁻³ ppm)	~0.5 day	✓	✓	✓			

constant gases
 variable gases
 highly variable gases

Gambar 2.10. Komposisi Udara di Atmosfer Bumi
(Sumber : Atmospheric Chemistry, István Lagzi; 2013)

Dalam prakteknya, untuk mencapai pembakaran sempurna, maka perlu untuk meningkatkan jumlah udara untuk proses pembakaran untuk memastikan pembakaran semua bahan bakar. Jumlah udara yang harus ditambahkan untuk memastikan semua energi dapat diambil dikenal sebagai *Excess Air*. Dalam kebanyakan proses pembakaran, beberapa bahan kimia tambahan terbentuk selama reaksi pembakaran. Beberapa produk yang terbentuk selama proses pembakaran seperti CO (karbon monoksida), NO (nitrogen monoksida), NO₂ (nitrogen dioksida), SO₂ (sulfur dioksida), jelaga, dan abu harus diminimalkan dan secara akurat diukur (dalam skala industri). EPA (*Environmental Protection Agency*) telah menetapkan standar dan peraturan untuk emisi dari beberapa produk ini spesifik, karena zat-zat tersebut berbahaya bagi kesehatan manusia dan lingkungan. Analisis pembakaran adalah langkah penting untuk mengoperasikan dan mengendalikan proses pembakaran untuk mendapatkan efisiensi pembakaran tertinggi dengan emisi rendah polutan.

Tujuan pembakaran adalah untuk mengambil energi dari pembakaran bahan bakar dengan cara yang paling efisien mungkin. Untuk memaksimalkan efisiensi pembakaran, maka perlu untuk membakar semua bahan bakar dengan sedikitnya jumlah kerugian. Semakin efisien bahan bakar yang dibakar dan energi dikumpulkan, semakin murah proses pembakaran terjadi.

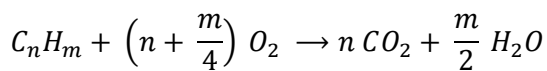
Pembakaran sempurna terjadi ketika 100% dari energi dalam bahan bakar dapat digunakan. Hal ini penting untuk menghemat bahan bakar dan meningkatkan efisiensi biaya untuk proses pembakaran. Harus ada cukup udara dalam ruang bakar untuk pembakaran yang sempurna. Penambahan udara berlebih sangat menurunkan pembentukan CO (karbon monoksida) dengan memungkinkan CO bereaksi dengan O₂. Semakin sedikit CO tersisa dalam gas buang, semakin dekat dengan reaksi ideal. Hal ini karena

racun gas karbon monoksida (CO) masih mengandung jumlah energi yang sangat besar yang harus benar-benar terbakar.

2.3.2.2. Stokiometri Pembakaran

Stoikiometri Pembakaran adalah titik teoritis di mana bahan bakar terhadap udara sangat ideal sehingga ada pembakaran sempurna dengan efisiensi sempurna. Meskipun pembakaran stoikiometri tidak mungkin terjadi, hal ini dijadikan acuan dan diusahakan dalam semua proses pembakaran untuk memaksimalkan keuntungan.

Oksidasi lengkap bahan bakar hidrokarbon sederhana membentuk karbon dioksida (CO₂) dari semua karbon dan air (H₂O) dari hidrogen yaitu, untuk bahan bakar hidrokarbon dengan komposisi umum C_nH_m.



Bahkan dalam kasus ideal dari pembakaran sempurna, perhitungan dari semua jenis yang ada di dalam gas buang pembakaran melibatkan lebih dari sekedar mengukur CO₂ dan H₂O. Karena bahan bakar yang terbakar di udara bukan hanya oksigen murni, namun nitrogen di udara juga dapat berpartisipasi dalam proses pembakaran untuk menghasilkan nitrogen monoksida. Selain itu, banyak bahan bakar mengandung unsur-unsur selain karbon, dan elemen-elemen ini dapat berubah selama pembakaran. Akhirnya, pembakaran tidak selalu lengkap, sempurna, dan gas-gas buangan mengandung produk terbakar (polutan) dan sebagian dibakar di samping CO₂ dan H₂O.

Udara terdiri dari oksigen, nitrogen, dan sejumlah kecil karbon dioksida, argon, dan jenis gas lainnya. Karena sebagian besar dari gas di udara adalah nitrogen, maka dapat dianggap udara sebagai campuran dari 20,9% (basis mol) O₂ dan 79,1% (basis mol) N₂.

2.3.2.5. Bahan Bakar (*Fuel*)

Ada banyak bahan bakar saat ini digunakan dalam proses pembakaran di seluruh dunia, yang paling umum adalah Batubara, Minyak, Minyak Diesel, Bensin, Gas Alam, Propana, dan Kayu. Setiap bahan bakar memiliki karakteristik kimia yang berbeda termasuk, rasio unik C/H₂, dan nilai kalor antara lain jumlah pembakaran udara yang dibutuhkan untuk benar-benar membakar bahan bakar tertentu akan tergantung pada karakteristik terutama rasio C/H₂. Semakin tinggi karbon dalam bahan bakar yang lebih banyak udara yang dibutuhkan untuk mencapai pembakaran sempurna. Ketika pemantauan efisiensi proses pembakaran, penting untuk mengetahui bahan bakar yang dibakar karena informasi ini akan membantu dalam proses pendekatan stokiometri.

Efek dari Pembakaran Bahan Bakar

- **Batubara**

Ada banyak jenis batubara yang digunakan dalam proses pembakaran di seluruh dunia, yang paling banyak digunakan adalah antrasit, bituminous, sub-bituminous, dan lignit. Ketika pembakaran batu bara cukup banyak karbon dioksida yang dihasilkan mengingat tingkat yang sangat tinggi karbon dalam batubara, karena karbon memerlukan lebih banyak oksigen untuk terbakar maka dibutuhkan udara lebih untuk pembakaran batu bara dibanding bahan bakar fosil lainnya. Selain emisi karbon dioksida, pembakaran batubara menciptakan beberapa polutan lain termasuk NO_x, sulfur dioksida (SO₂), sulfur trioksida (SO₃), dan emisi partikel. Sulfur dioksida kimia menggabungkan dengan uap air di udara untuk menghasilkan bentuk yang lemah dari asam sulfat, salah satu penyebab utama hujan asam.

- **Bahan Bakar Minyak**

Minyak sebagian besar memiliki campuran hidrokarbon yang sangat berat, memiliki tingkat yang lebih tinggi dari hidrogen dari yang ditemukan di batu bara. Pada saat yang sama, minyak mengandung karbon kurang dari batubara dan oleh karena itu memerlukan sedikit udara untuk mencapai pembakaran sempurna. Oleh karena itu, pembakaran minyak melepaskan karbon dioksida kurang dari pembakaran batu bara, tetapi memunculkan lebih banyak karbon dioksida daripada pembakaran gas alam. Sebagian besar polutan yang dihasilkan saat pembakaran batu bara juga merupakan produk sampingan dari pembakaran minyak.

- **Natural Gas (Gas Alam)**

Gas alam membutuhkan jauh lebih sedikit udara dalam pembakaran karena jumlah yang relatif rendah karbon dan tinggi jumlah hidrogen. Pembakaran gas alam lebih bersih dari pembakaran minyak dan batubara. Bila gas dibakar dengan udara pembakaran yang cukup, beberapa hidrokarbon yang mudah menguap dapat dihasilkan dari pembakaran tersebut yang bisa menjadi bahaya keamanan. Perawatan harus dilakukan untuk menghindari kondisi atau potensi berbahaya.

Pembakaran gas alam menghasilkan gas rumah kaca (yang diyakini menjadi salah satu sumber utama pemanasan global) yang jauh lebih sedikit. Dalam jumlah yang setara, pembakaran gas alam menghasilkan karbon dioksida sekitar 30% kurang dari pembakaran minyak dan karbon dioksida 45% kurang dari pembakaran batu bara.

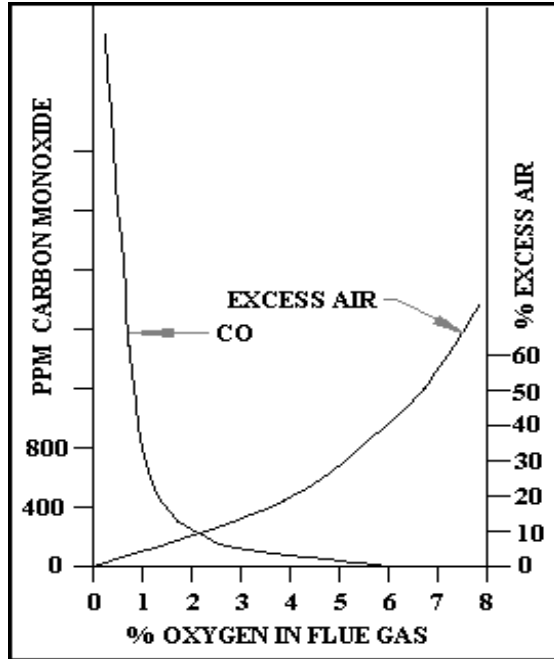
Selain emisi karbon dioksida, pembakaran gas menciptakan emisi NO_x , sedangkan emisi sulfur dioksida (SO_2) dan Partikel dapat diabaikan.

- Bahan bakar lainnya

Bahan bakar lainnya termasuk kayu, solar, bensin, propana, butana, bahan bakar bio seperti etanol, dll telah ada sifat pembakaran sendiri yang akan mempengaruhi efisiensi pembakaran dan emisi dari proses.

2.3.2.4. *Excess Air*

Excess Air dapat didefinisikan sebagai prosentase O_2 (Oksigen) didalam fraksi massa atau lebih mudah jika didefinisikan sebagai kelebihan udara dari rasio campuran udara dan bahan bakar secara normal. Dalam rangka untuk memastikan pembakaran sempurna, ruang pembakaran dibakar dengan *excess air* (kelebihan udara). *Excess air* meningkatkan jumlah oksigen dan nitrogen yang masuk api meningkatkan kemungkinan bahwa oksigen akan bertemu dan bereaksi dengan bahan bakar. Penambahan *excess air* juga meningkatkan turbulensi, yang meningkatkan pencampuran di dalam ruang bakar. Peningkatan pencampuran udara dan bahan bakar akan lebih meningkatkan efisiensi pembakaran dengan memberikan komponen ini kesempatan yang lebih baik untuk bereaksi. Karena semakin banyak *excess air* memasuki ruang pembakaran, lebih dari bahan bakar yang dibakar sampai akhirnya mencapai pembakaran sempurna. Jumlah yang lebih besar dari udara berlebih membuat jumlah yang lebih rendah dari CO tetapi juga menyebabkan kerugian panas lebih. Karena tingkat kedua CO dan kerugian panas mempengaruhi efisiensi pembakaran, penting untuk mengontrol dan memonitor kelebihan udara dan tingkat CO untuk memastikan efisiensi pembakaran tertinggi.



Gambar 2.11 Grafik prosentase oksigen terhadap excess air

Perhitungan *excess air* dapat dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$\% \text{ Excess Air} = \frac{\% O_2 \text{ terhitung}}{20,946 - \% O_2 \text{ terhitung}} \times 100\%$$

Dimana 20,946 merupakan jumlah presentase oksigen (O_2) didalam udara bebas yakni 20,946 %. Setiap bahan bakar memiliki nilai *excess air* yang berbeda. Hal ini disebabkan karena stokiometri pembakaran tiap gas berbeda yakni pada kandungan karbon dan hidrogen serta oksigennya. Untuk kisaran nilai *excess air* pada macam-macam bahan bakar dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1. Nilai Excess Air pada bahan bakar

Bahan Bakar	Tipe Furnace	% Excess Air
Serbuk Batu Bara	<i>Partially Water Cooled</i>	15 – 40 %
Batu Bara	<i>Spreader Stroker</i>	30 – 60 %
Batu Bara	<i>Underfeed Stroker</i>	20 – 50 %
Bahan Bakar Minyak	<i>Oil Burners, regiter type</i>	5 – 10 %
Bahan Bakar Minyak	<i>Multifuel burners&flat flame</i>	10 – 20 %
Gas Alam (<i>Natural Gas</i>)	<i>Register type burners</i>	5 – 10 %

Sumber : *Combustion Booklet, 2013*

2.3.3. Turbin Section

Turbin gas memiliki dua tipe berdasarkan arah aliran, yakni turbin gas radial dan turbin gas aksial.

- **Turbin Gas Aliran Radial (*Radial Flow*)**

Turbin radial adalah turbin dimana arah aliran fluida kerja dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu poros, yakni arah aliran radial. Pada turbin ekspansi fluida dari tekanan awal ke tekanan akhir terjadi di dalam laluan semua baris sudu - sudu yang berputar. Dalam penggunaan skala besar, turbin gas aliran radial jarang digunakan. Ekspansi gas pembakaran mengalir dari arah radial ke arah aksial. Turbin gas radial ini kurang cocok untuk ekspansi bertingkat (*multistage*) dan menghasilkan daya yang kecil.

Efisiensi turbin ini pun lebih rendah dibanding turbin aksial. Turbin radial umumnya digunakan untuk aliran yang kecil, dimana turbin radial lebih murah dan sederhana untuk dibuat bila dibandingkan dengan turbin aksial, misalnya pada instalasi turbin gas yang kecil dalam bidang automotif dan pompa kebakaran yang dapat dipindah - pindahkan.



Gambar 2.12 Turbin Gas Radial Flow

- **Turbin Gas Aliran Aksial (*Axial Flow*)**

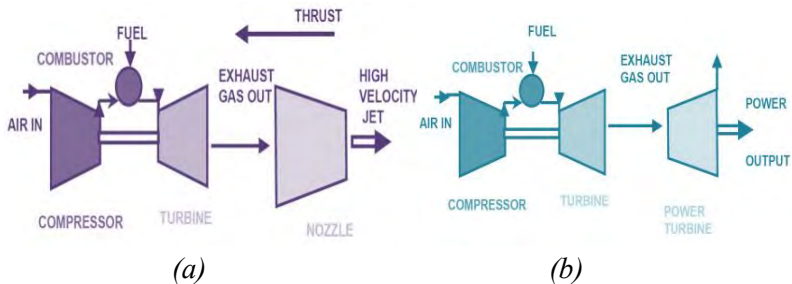
Turbin gas aksial kebanyakan digunakan dalam aplikasi yang melibatkan fluida kompresibel. Dalam banyak penggunaannya, efisiensi turbin gas aksial jauh lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi turbin gas radial.



Gambar 2.13 Turbin Gas Axial Flow

Sejauh ini, jenis turbin gas yang sering digunakan baik untuk *engine aircraft* maupun untuk *mechanical drive* adalah turbin gas aliran aksial yang dapat dilihat pada gambar 2.12.

Pada instalasi pembangkit daya, turbin gas digunakan sebagai penggerak mekanis (*mechanical drive*) atau sebagai pembangkit daya pada suatu instalasi. Siklus dasar dari instalasi turbin gas adalah “siklus brayton” dimana udara yang masuk dikompresikan sampai tekanan tertentu kemudian diberi kalor dan kemudian diekspansikan ke turbin gas, dimana dari proses ekspansi ini energi panas dari ruang bakar diubah menjadi tenaga atau energi mekanis. Tenaga yang dihasilkan dari suatu instalasi turbin gas yaitu energi yang dihasilkan dalam bentuk kerja poros yang dimanfaatkan untuk menggerakkan generator. Instalasi turbin gas tersebut biasanya dipakai untuk industri atau instalasi pembangkit daya yakni biasa juga disebut *turboshaft*.



Gambar 2.14 siklus brayton sederhana (a) untuk engine aircraft
(b) turbin gas darat sebagai penggerak utama

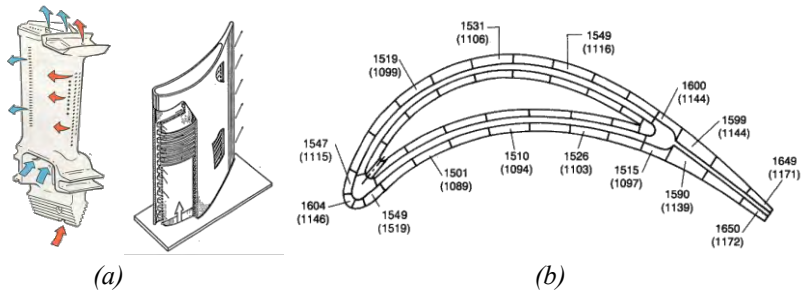
Sedangkan untuk kegunaan lainnya dari turbin gas yakni energi yang dihasilkan dikonversikan menjadi energi kinetik dengan menggunakan *nozzle* untuk menghasilkan gaya dorong (*thrust*) yang biasanya digunakan untuk *engine aircraft* seperti *turboprop* atau *turbojet* pada pesawat terbang (seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.13).

2.3.3.1. Sistem Pendinginan Turbin (*Turbine Cooling System*)

Pada operasi turbin gas, sudu (*blade*) dari turbin bekerja pada temperatur yang ekstrim/tinggi, sehingga memungkinkan sudu turbin mengalami kerusakan yang serius. Maka dari itu, ada beberapa perlakuan pada turbin gas terkait pengendalian suhu pada saat *running*.

A. *Convection Cooling*

Convection Cooling merupakan metode pendinginan sudu turbin dengan cara mengalirkan udara dingin ke dalam *turbine blade*. Aliran udara yang digunakan yakni aliran radial yang melewati berbagai jalur dari *hub* sampai ke *tip* dari *blade*. Metode pendinginan ini adalah metode yang paling umum digunakan pada turbin gas.

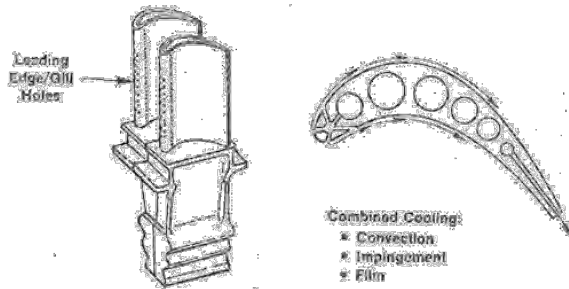


Gambar 2.15 (a) Metode pendinginan *Convection Cooling* (b) Distribusi Temperatur pada desain *Strut*

B. *Impingement Cooling*

Metode pendinginan *Impigement Cooling* merupakan pengembangan dari metode *convection cooling*. Udara disemprotkan di dalam permukaan blade dengan *high-velocity air jets*. Hal ini meningkatkan transfer panas dari permukaan metal ke udara pendingin. Kelebihan dari metode ini adalah

sistemnya dapat diterapkan hanya di tempat yang membutuhkan pendinginan lebih banyak.



Gambar 2.16 Metode pendinginan Impigement Cooling

C. Film Cooling

Metode pendinginan ini adalah dengan membuat *insulating layer* diantara aliran gas panas dan sudu/*blade*. Pelindung (*Insulating layer*) ini juga berfungsi untuk melindungi *combustor liners* dari gas panas.



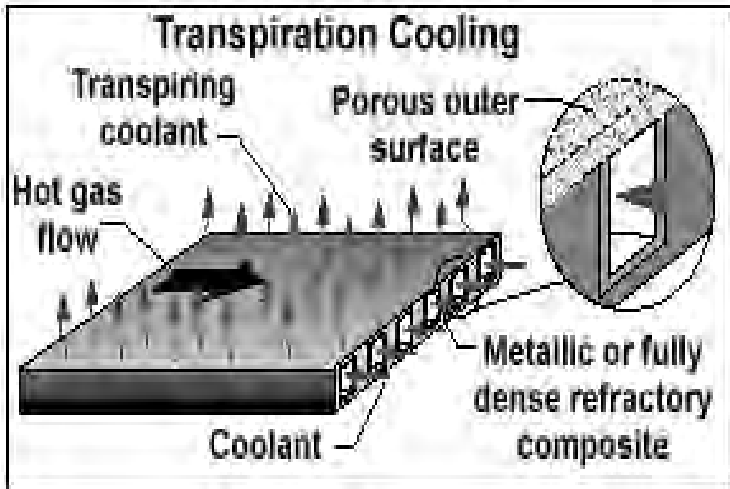
(a)

(b)

Gambar 2.17 Metode Pendinginan Film Cooling (a) Proses pembuatan *Insulating Layer* pada *Blade* (b) *Insulating layer* pada *blade turbin*

D. Transpiration Cooling

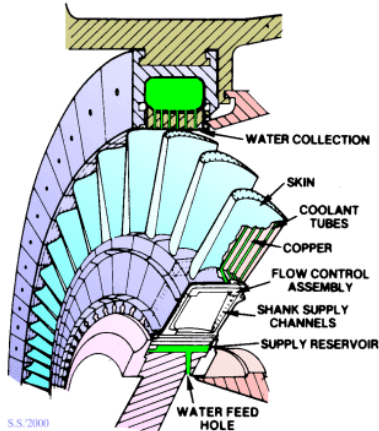
Metode pendinginan *transpiration cooling* dapat dicapai dengan mengalirkan udara pendingin melalui lubang pori pada dinding blade. Aliran udara pendingin akan mendinginkan aliran gas panas secara langsung. Metode ini sangat efektif untuk temperatur yang sangat tinggi, karena seluruh bagian blade dilewati oleh udara pendingin.



Gambar 2.18 Metode Transpiration Cooling

E. Water Cooling

Metode *Water Cooling* ini yakni metode yang mengalirkan air ke dalam *tube* di dalam *blade* dan akan keluar pada bagian *tip* dari *blade* dalam wujud uap. Air harus mengalami pemanasan awal untuk mencegah terjadinya *thermal shock*. Metode ini dapat menurunkan suhu *blade* hingga kurang 1000 °F (538 °C).



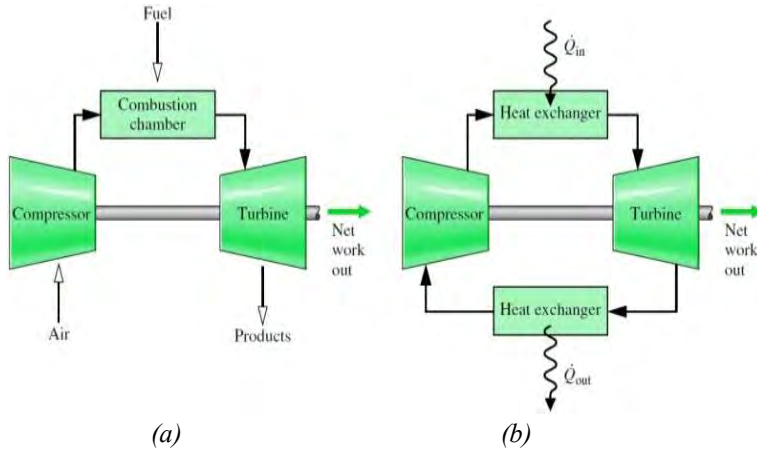
Gambar 2.19 Metode pendinginan water cooling

2.4. Klasifikasi Turbin Gas

Secara umum, turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi dua berdasarkan siklus kerja dan susunan porosnya berdasarkan penggunaan atau kebutuhan yang berbeda-beda. Namun pada dasarnya, prinsip kerja atau cara kerja dari semua turbin gas adalah sama, hanya yang membedakan adalah modifikasinya sesuai kebutuhan.

A. Klasifikasi berdasarkan siklus kerja

Berdasarkan siklus kerjanya, turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi dua klasifikasi utama menurut siklus kerjanya, yakni secara terbuka dan tertutup. Namun, dengan adanya perkembangan zaman dikembangkan lagi secara kombinasi dengan turbin uap atau yang lebih biasa dikenal dengan istilah Heat Recovery Steam Generator (HRSG) yang dapat memanfaatkan sisa *flue gass* untuk dijadikan pemanas kembali.



Gambar 2.20 Siklus gas turbin sederhana (a) Siklus Terbuka (b) Siklus Tertutup (Sumber : *Fundamentals of Engineering Thermodynamic 5th*)

- Turbin gas siklus terbuka

Pada turbin gas siklus terbuka, merupakan suatu sistem dimana udara dihisap dari atmosfer oleh kompresor untuk dialirkan ke ruang bakar. Di *combustion chamber*, udara ditambah bahan bakar bercampur dan terjadi proses pembakaran. Kemudian hasil gas panas tersebut diekspansikan ke sudu-sudu turbin gas untuk menggerakkan poros turbin yang terkopel dengan generator.

- Turbin gas siklus tertutup

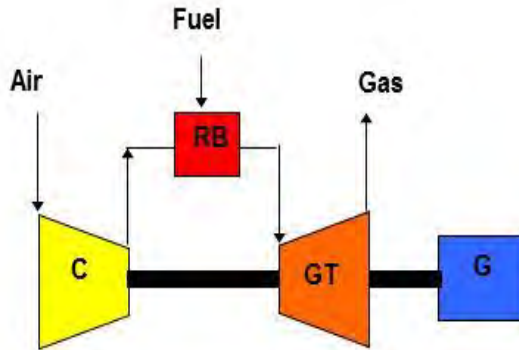
Untuk turbin gas siklus tertutup, udara atau fluida kerja dipanaskan oleh pemanas dari luar lalu dialirkan ke turbin gas untuk diekspansi. Kemudian udara yang keluar dari turbin masuk ke cooler yang selanjutnya akan dikompresi kembali dan terus menerus hingga membentuk siklus (Gambar 2.19 b).

B. Klasifikasi berdasarkan susunan poros

Turbin juga dapat dibedakan atau diklasifikasikan berdasarkan susunan porosnya, yakni :

- Turbin gas berporos tunggal

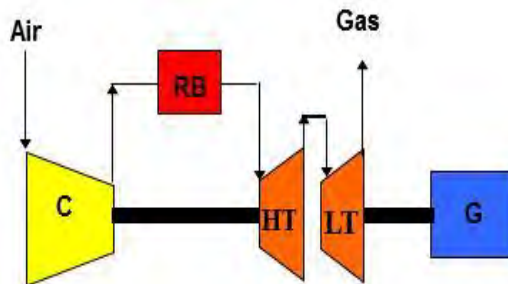
Berdasarkan namanya, yakni *single shaft* atau poros tunggal, sistem turbin gas ini menggunakan satu poros sebagai penghubung dan untuk menyalurkan energi mekanik yang berupa putaran poros.



Gambar 2.21 Turbin gas poros tunggal (*single shaft*)

- Turbin gas berporos ganda

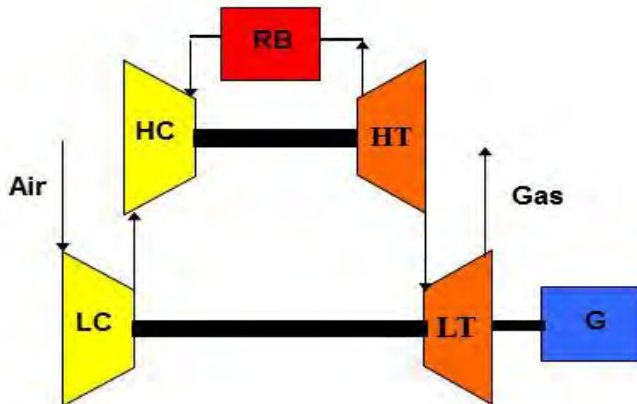
Turbin gas ini memiliki dua poros dalam satu sistem turbin gas. Hal ini dimaksudkan karena adanya penambahan *low pressure turbine* sehingga putaran pada *high pressure turbine* dan *low pressure turbine* tidak sama dan digunakan dua poros yang berbeda.



Gambar 2.22 Turbin gas poros ganda (*two-shaft*)

- Turbin gas berporos *split*

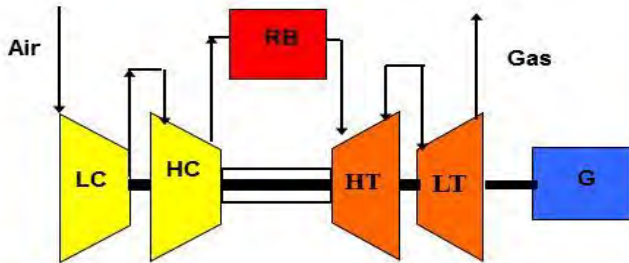
Turbin gas berporos *split* memiliki konstruksi dua kompresor (*high pressure* dan *low pressure*), dua turbin (*high pressure* dan *low pressure*) serta dua poros yang berbeda. Kompresor bertekanan rendah dihubungkan oleh satu poros dengan turbin bertekanan rendah serta berhubungan langsung dengan generatornya, sedangkan untuk kompresor bertekanan tinggi dihubungkan dengan turbin bertekanan tinggi oleh satu poros yang lainnya.



Gambar 2.23 Turbin gas berporos *split*

- Turbin gas berporos *twin spool*

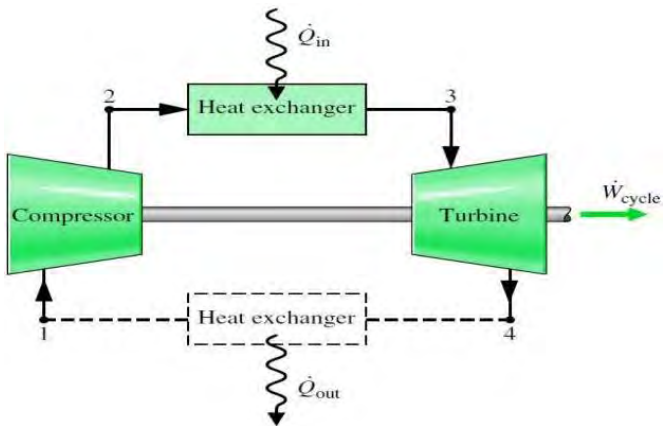
Konstruksi Turbin gas ini memiliki dua kompresor (*high pressure* dan *low pressure*) dan dua turbin (*high pressure* dan *low pressure*) yang dihubungkan dengan satu poros namun, di dalam poros tersebut masih ada poros yang berbeda diameternya. Poros berdiameter kecil diselubungi oleh poros berdiameter lebih besar. Konstruksi ini memungkinkan semua komponen dapat sejajar.



Gambar 2.24 Turbin gas poros twin spool

2.5. Siklus Udara Standar Brayton

Siklus udara standart Brayton ditemukan oleh George Brayton pada tahun 1870. Siklus Brayton terdiri atas dua proses yakni proses *adiabatic reversible* atau adiabatik mampu balik dan dua proses tekanan tetap (isobar). Fluida kerja yang digunakan adalah udara yang dianggap ideal. Untuk saat ini, yang sering ditemukan pada perindustrian maupun instalasi pembangkit adalah siklus Brayton pada turbin gas dengan siklus terbuka.

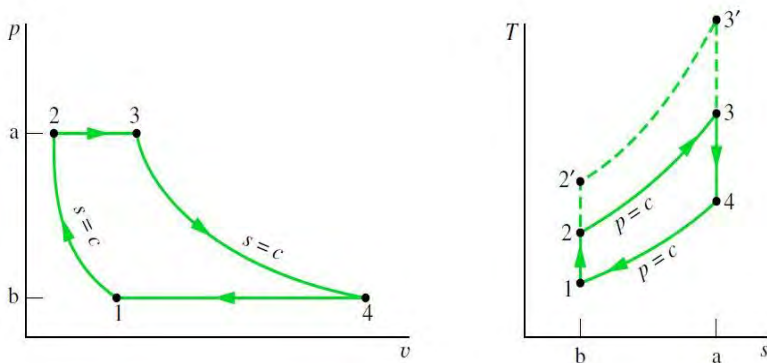


Gambar 2.25 Siklus gas turbin udara-standar sederhana

Menurut Michael J. Moran dan Howard N. Shapiro dalam bukunya *Fundamentals of Engineering Thermodynamic* (edisi 5) didalam analisa udara standar selalu digunakan asumsi bahwa kenaikan temperatur yang disebabkan oleh proses pembakaran dicapai melalui perpindahan kalor yang berasal dari sumber Eksternal dan fluida kerja adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal. Dengan menggunakan analisa standar udara, semua yang berkaitan dengan proses pembakaran dan perubahan komposisi yang terjadi selama proses pembakaran dapat diabaikan.

Siklus Brayton terbuka terdiri dari :

1. **Kompresor** yang berfungsi untuk menaikkan tekanan udara yang diambil dari lingkungan.
2. **Ruang Bakar** merupakan tempat terjadinya pembakaran udara dan bahan bakar yang disebut *Heat Exchanger* pada pemodelan.
3. **Turbin Gas** berfungsi menurunkan tekanan fluida kerja dari ruang bakar dan menghasilkan kerja berupa putaran poros.



Gambar 2.26 P-v dan T-s diagram Siklus Brayton ideal
(Sumber : *Fundamentals of Engineering Thermodynamic 5th*)

Mengabaikan ireversibilitas (ketidak-mampuan balik) sirkulasi udara melalui berbagai komponen dari siklus brayton, tidak ada penurunan tekanan gesek (*frictional pressure drop*), dan aliran udara pada tekanan konstan melalui *heat exchanger*. Jika transfer kalor/panas juga diabaikan, maka proses didalam turbin dan kompresor berlangsung secara isentropis. Siklus ideal ditunjukkan pada p-v dan T-s diagram pada gambar 2.26.

Area pada p-v dan T-s diagram dapat diinterpretasikan sebagai panas (*heat*) dan kerja (*work*), masing-masing per satuan aliran massa. Pada T-s diagram, area 2-3-a-b-2 menjelaskan bahwa panas ditambahkan per satuan massa dan area 1-4-a-b-1 adalah pembuangan kalor (*heat rejected*) per satuan massa. Pada p-v diagram, area 1-2-a-b-1 menjelaskan bahwa kerja kompresor per satuan massa dan area 3-4-b-a-3 adalah *output* kerja turbin per satuan massa. Daerah tertutup pada gambar dapat diartikan sebagai output kerja bersih atau sama dengan panas bersih yang ditambahkan.

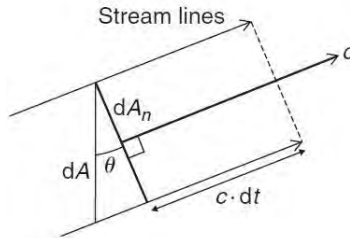
2.6. Hukum Dasar (*The Fundamental Laws*)

Pada sub-bab ini merangkum hukum-hukum fisika dasar mekanika fluida dan termodinamika, mengembangkan menjadi bentuk yang sesuai untuk studi mesin turbo (*turbomachinery*). Berikut ini merupakan dasar-dasar perhitungan yang penting dan sering digunakan untuk efisiensi kompresi dan ekspansi aliran yang diberikan.

Beberapa dasar perhitungan yang dibahas adalah sebagai berikut :

1. Persamaan kontinuitas aliran
2. Hukum pertama Termodinamika dan persamaan aliran *steady*
3. Persamaan Momentum
4. Hukum kedua Termodinamika

2.6.1. Persamaan Kontinuitas Aliran



Gambar 2.27 Flow Across an Element of Area

Memperhitungkan aliran fluida dengan massa jenis ρ , melalui elemen luasan dA , selama selang waktu dt . Berdasarkan gambar 2.27, jika c adalah kecepatan aliran, maka dasar dari persamaan massa adalah $dm = \rho c dt dA \cos\theta$. Untuk daerah luasan yang tegak lurus terhadap arah aliran dapat dinyatakan dengan $dA_n = dA \cos\theta$ dan $dm = \rho c dA_n dt$ sehingga persamaan dasar dari laju aliran massa menjadi

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho c dA_n \quad (1.1)$$

jika A_{n1} dan A_{n2} adalah area normal terhadap arah aliran pada kondisi 1 dan 2, maka

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 A_{n1} = \rho_2 c_2 A_{n2} = \rho c A_n \quad (1.2)$$

tidak ada akumulasi atau penjumlahan fluida dalam *control volume*.

2.6.2. Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama Termodinamika bercerita mengenai energi. Hukum pertama Termodinamika juga dikenal sebagai hukum kekekalan energi. S. L. Dixon dan C. A. Hall dalam bukunya *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery 6th edition* mengemukakan hukum pertama Termodinamika menyatakan bahwa

jika suatu sistem diambil melalui siklus lengkap selama panas yang disuplai dan kerja dilakukan, maka

$$\oint (dQ - dW) = 0 \quad (1.3)$$

Dimana $\oint dQ$ menunjukkan bahwa panas diberikan ke sistem selama siklus berjalan dan $\oint dW$ menunjukkan kerja yang dilakukan oleh sistem selama siklus berjalan. Satuan untuk panas dan kerja pada persamaan (1.3) adalah sama.

Selama perubahan dari kondisi 1 ke kondisi 2, ada perubahan pada sistem

$$E_1 - E_2 = \int_1^2 (dQ - dW) \quad (1.4a)$$

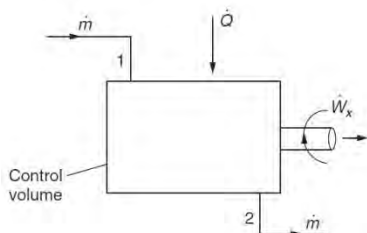
Dimana $E = U + \frac{1}{2} mc^2 + mgz$

Untuk perubahan kondisi yang sangat kecil

$$dE = dQ - dW \quad (1.4b)$$

Persamaan Energi Untuk Kondisi *Steady Flow*

Banyak buku (*textbooks*) yang mendemonstrasikan atau menjelaskan mengenai bagaimana hukum pertama Termodinamika dapat diterapkan untuk aliran *steady* fluida melalui *volume control* sehingga persamaan energi dapat diperoleh.



Gambar 2.28 Control Volume

Gambar 2.28 menunjukkan control volume yang mewakili *turbomachine* melalui fluida pada kondisi tunak (*steady*) laju aliran massa (\dot{m}), masuk pada posisi 1 dan keluar pada posisi 2. Energi ditransfer dari fluida kerja ke sudu-sudu mesin turbo, kerja positif yang dilakukan (oleh poros) pada laju \dot{W}_x . Pada umumnya transfer kalor/panas positif berlangsung pada laju \dot{Q} , dari lingkungan ke control volume. Sehingga persamaan energi pada aliran *steady* menjadi

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} \left[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (1.5)$$

Dimana h adalah entalpi spesifik, $\frac{1}{2}c^2$ adalah energi kinetik per satuan massa dan gz adalah energi potensial per satuan massa.

Untuk memudahkan, entalpi spesifik h dan energi kinetik $\frac{1}{2}c^2$ dikombinasikan dan hasilnya disebut *stagnation enthalpy* atau entalpi stagnasi :

$$h_0 = h + \frac{1}{2}c^2 \quad (1.6)$$

Selain untuk mesin hidraulik, nilai $g(z_2 - z_1)$ pada persamaan (1.5) sangat kecil dan biasanya dapat diabaikan, sehingga persamaan (1.5) dapat dituliskan sebagai berikut

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (1.7)$$

Maka dari itu, entalpi stagnasi bernilai konstan pada semua proses aliran yang tidak melibatkan transfer kerja atau perpindahan panas. Sebagian besar proses aliran turbomachinery adalah adiabatik dan

dapat dituliskan $\dot{Q} = 0$. Untuk mesin yang menghasilkan kerja (turbin) karena $\dot{W}_x > 0$ jadi

$$\dot{W}_x = \dot{W}_t = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (1.8)$$

Untuk mesin yang membutuhkan kerja (kompresor) karena $\dot{W}_x < 0$ maka lebih mudah jika dituliskan

$$\dot{W}_c = -\dot{W}_x = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (1.9)$$

2.6.3. Persamaan Momentum

Salah satu prinsip paling mendasar dan bernilai dalam mekanika adalah hukum kedua Newton tentang gerak atau *motion*. Persamaan momentum terkait dengan jumlah dari kekuatan eksternal yang bekerja pada elemen fluida untuk percepatannya, atau laju perubahan momentum dalam resultan gaya eksternal. Dalam studi tentang turbomachinery banyak aplikasi persamaan momentum yang dapat ditemukan seperti contoh gaya yang bekerja pada sudu kompresor atau turbin *cascade* yang disebabkan oleh percepatan fluida melewati sudu.

Untuk kontrol volume dimana fluida masuk secara *steady* pada kecepatan *uniform* atau seragam c_{x1} dan keluar secara *steady* dengan kecepatan seragam c_{x2} , maka

$$\sum F_x = \dot{m} (c_{x2} - c_{x1}) \quad (1.10)$$

Persamaan (1.10) adalah bentuk satu dimensi dari persamaan momentum aliran *steady*.

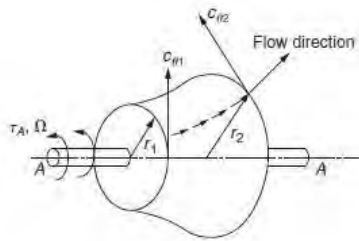
Moment of Momentum

Di dalam ilmu dinamika, informasi yang berguna dapat diperoleh dengan menggunakan hukum kedua Newton dalam bentuk

dimana itu berlaku untuk momen gaya. Bentuk tersebut sangat penting dalam analisis proses transfer energi dalam *turbomachinery*. Untuk sistem massa m jumlah vektor momen dari semua gaya eksternal yang dilakukan pada sistem terhadap beberapa sumbu yang berubah-ubah $A - A$ tetap dalam ruang adalah sama dengan laju perubahan momentum sudut dari sistem tentang sumbu, seperti

$$\tau_A = m \frac{d}{dt} (rc_\theta) \quad (1.11a)$$

Dimana r adalah jarak titik pusat massa dari sumbu rotasi diukur sepanjang sumbu normal dan c_θ adalah komponen kecepatan saling tegak lurus untuk kedua sumbu dan radius vektor r .



Gambar 2.29 Volume kontrol untuk Turbomachinery secara umum

Untuk kontrol volume, hukum momen momentum dapat diberlakukan. Gambar 2.29 menunjukkan volume kontrol menyertakan rotor *turbomachinery* secara umum. Fluida yang berputar masuk kontrol volume pada radius r_1 dengan kecepatan tangensial $c_{\theta 1}$ dan keluar pada radius r_2 dengan kecepatan tangensial $c_{\theta 2}$. Untuk aliran *steady* satu dimensi,

$$\tau_A \Omega = \dot{m} (U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1}) \quad (1.11b)$$

Pernyataan yang menyatakan bahwa jumlah momen dari gaya eksternal yang bekerja pada fluida sementara memenuhi kontrol

volume adalah sama dengan laju waktu bersih penghabisan momentum sudut dari volume kontrol.

Persamaan Kerja Euler

Untuk pompa dan kompresor, rotor berjalan pada kecepatan anguler Ω , pada laju dimana rotor yang bekerja pada fluida adalah

$$\tau_A \Omega = \dot{m}(U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1}) \quad (1.12a)$$

Dimana kecepatan sudu $U = \Omega r$

Sehingga, kerja yang dilakukan pada fluida per satuan massa atau disebut kerja spesifik adalah

$$\Delta W_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{\tau_A \Omega}{\dot{m}} = U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1} > 0 \quad (1.12b)$$

Persamaan ini mengacu pada persamaan poma Euler.

Untuk turbin, fluida yang bekerja pada rotor dan gerak untuk kerja kemudian dibalik. Sehingga kerja spesifik adalah

$$\Delta W_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} > 0 \quad (1.12c)$$

Persamaan (1.12c) mengacu pada persamaan turbin Euler.

Dengan catatan, untuk semua adiabatik *turbomachinery* (turbin atau kompresor) menerapkan persamaan energu aliran *steady* yang diberikan pada persamaan (1.7), menjadi

$$\Delta W_x = (h_{01} - h_{02}) = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} \quad (1.13a)$$

Atau dapat juga dituliskan dengan

$$\Delta h_0 = \Delta(U c_{\theta}) \quad (1.13b)$$

Persamaan (1.13a) dan (1.13b) merupakan bentuk umum dari persamaan kerja Euler. Dengan mempertimbangkan asumsi yang digunakan dalam turunannya, persamaan ini dapat dilihat valid untuk aliran adiabatik untuk semua arah aliran (*streamline*) sepanjang atau melewati barisan sudu dari mesin-mesin turbo. Persamaan ini dapat diaplikasikan untuk aliran *viscous* dan *inviscid*, karena torsi yang diberikan oleh fluida pada sudu dapat diberikan oleh gaya geseknya. Persamaan ini semata-mata hanya berlaku untuk aliran *steady*, tetapi persamaan tersebut dapat diaplikasikan juga untuk waktu rata-rata aliran tidak *steady* ketika rata-rata dilakukan selama selang waktu atau periode yang cukup lama. Dalam semua kasus, semua torsi dari fluida harus ditransfer ke sudu. Gesekan pada daerah *hub* dan casing dari mesin turbo dapat menyebabkan perubahan daerah pada momentum angular yang tidak terhitung untuk persamaan kerja Euler.

Catatan tersebut untuk semua baris sudu stasioner, $U = 0$ dan oleh karena itu $h_0 = \text{constant}$. Hal ini dikarenakan sudu stasioner (stator) tidak dapat mentransfer kerja ke atau dari fluida.

2.6.4. Hukum Kedua Termodinamika

Hukum kedua Termodinamika tentang konsep entropi yang menyatakan bahwa entropi bisa dihasilkan, tetapi tidak bisa dihilangkan. Entropi suatu sistem yang diisolasi tidak pernah dapat berkurang. Sebuah konsep penting dan berguna dari hukum kedua Termodinamika, dikenal sebagai “*Inequality of Clausius*” atau Ketidaksamaan Clausius, menyatakan bahwa untuk sistem selama melewati siklus akan mengalami perubahan panas.

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0 \quad (1.14a)$$

Dimana dQ adalah elemen dari perpindahan panas ke sistem pada temperatur absolut T_i . Jika semua proses siklus adalah *reversible*

(mampu balik), maka $dQ = dQ_R$, dan persamaan (1.14) berlaku yaitu,

$$\oint \frac{dQ_R}{T} \leq 0 \quad (1.14b)$$

Properti yang disebut entropi, untuk perubahan terbatas didefinisikan

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ_R}{T} \quad (1.15a)$$

Untuk perubahan kenaikan dari kondisi,

$$dS = mds = \frac{dQ_R}{T} \quad (1.15b)$$

Dimana m adalah massa dari sistem.

Dengan aliran satu dimensi *steady* melalui kontrol volume dimana fluida mengalami perubahan keadaan dari kondisi 1 pada masuk ke kondisi 2 saat keluar.

$$\int_1^2 \frac{d\dot{Q}}{T} \leq \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (1.16a)$$

Atau dapat ditulis dalam bentuk produksi entropi menjadi irreversibility, ΔS_{irrev}

$$\dot{m}(s_2 - s_1) = \int_1^2 \frac{d\dot{Q}}{T} + \Delta S_{irrev} \quad (1.16b)$$

Jika prosesnya berlangsung secara adiabatik, maka $d\dot{Q} = 0$ sehingga

$$s_2 \geq s_1 \quad (1.17a)$$

Jika prosesnya adalah mampu balik (*reversible*) maka,

$$s_2 = s_1 \quad (1.17b)$$

2.7. Theoretical Work

Pada perhitungan secara aktual ada beberapa hal yang dapat diasumsikan secara *general* dan dapat pula sebagian diabaikan karena nilai (*value*) yang mendekati nol atau hampir tidak bernilai. Untuk menghitung performa kerja pada keseluruhan sistem turbin gas, digunakan beberapa tahap persamaan yang diturunkan dari rumus dasar.

2.7.1. Perhitungan Kerja Kompresor

Untuk menghitung kerja kompresor secara adiabatik, yakni dengan persamaan

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a \frac{n}{n-1} Z R T_1 \left[r p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.18)$$

Dimana

\dot{W}_C = Kerja Kompresor (KW)

\dot{m}_a = Laju aliran massa udara ($\frac{kg}{s}$)

n = Eksponen politropis

Z = Kompresibilitas (*Compressibility*)

R = Konstanta gas universal udara ($286,9 \frac{J}{kg K}$)

T_1 = Temperatur masuk kompresor (K)

rp = Rasio Tekanan

Rasio tekanan (*ratio pressure*) merupakan perbandingan dari tekanan *discharge* (keluar) kompresor dengan tekanan *suction* (masuk) kompresor

$$rp = \frac{P_d}{P_s} = \frac{P_2}{P_1} \quad (1.19)$$

Sedangkan untuk nilai dari eksponen politropis n dengan menggunakan persamaan

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \times \frac{1}{\eta_c} \quad (1.20)$$

Dimana k merupakan eksponen isentropis dan dapat diasumsikan dengan nilai 1,4 dan efisiensi kompresi η_c sebesar 0,7.

2.7.2. Perhitungan Daya Turbin

Untuk menghitung daya turbin, dapat digunakan persamaan sebagai berikut

$$\dot{W}_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_p [T_3 - T_4] \quad (1.21)$$

Dimana

\dot{W}_T = Daya Turbin (KW)

\dot{m}_f = Laju aliran massa bahan bakar ($\frac{Kg}{s}$)

C_p = *Specific Heat* bahan bakar ($\frac{KJ}{kg K}$)

T_3 = Temperatur masuk turbin (K)

T_4 = Temperatur exhaust turbin (K)

2.7.3. Perhitungan Kapasitas Masuk Bahan Bakar (Q_{in})

Input atau masukan dari sistem adalah kapasitas atau laju aliran volume bahan bakar. Untuk menghitung kapasitas masuk, dapat menggunakan persamaan

$$Q_{in} = \dot{m}_f \times LHV_{\text{bahan bakar}} \quad (1.22)$$

Dimana

Q_{in} = Kapasitas masuk bahan bakar ($\frac{m^3}{s}$)

LHV = Low Heating Value bahan bakar

2.7.4. Perhitungan Efisiensi

Efisiensi Siklus (η_c)

Efisiensi siklus dari siklus brayton dapat dinyatakan dalam persamaan

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{nett}}{\dot{Q}_{in}} \quad (1.23a)$$

Dengan $\dot{W}_{nett} = \dot{W}_T - \dot{W}_C$ maka persamaan dari η_c dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{in}} \quad (1.23b)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (1.22) maka akan menjadi

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_f \times LHV_{bahan\ bakar}} \quad (1.24)$$

Efisiensi Turbin (η_T)

Pada sistem turbin gas, turbin gas menghasilkan kerja dan digunakan untuk menggerakkan kompresor dan memutar generator. Untuk menghitung efisiensi dari turbin gas, digunakan perbandingan dari daya yang dibutuhkan generator dengan daya netto yang dinyatakan dalam persamaan :

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_G}{\dot{W}_{nett}} \quad (1.25)$$

2.7.5 AFR (*Air Fuel Ratio*)

Untuk didapatkan pembakaran yang sempurna, diperlukan sejumlah rasio atau perbandingan udara dan bahan bakar. AFR (*Air Fuel Ratio*) merupakan perbandingan atau komposisi udara dengan bahan bakar yang dapat dinyatakan dalam persamaan :

$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (1.26)$$

Dimana, AFR = *Air Fuel Ratio*

\dot{m}_a = Laju aliran massa udara ($\frac{Kg}{s}$)

\dot{m}_f = Laju aliran massa bahan bakar ($\frac{Kg}{s}$)

Nilai AFR pada setiap pembakaran untuk gas tidaklah sama, tergantung pada jenis gas yang menjadi bahan bakarnya. Masing-masing bahan bakar gas memiliki karakteristik tersendiri. Contoh kisaran nilai AFR pada gas dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2.2. Kisaran nilai AFR pada Bahan Bakar

Jenis Gas	Stoichiometric AFR
CO	2,87
H ₂	2,82
CH ₄	10,42
C ₂ H ₂	12,43
C ₂ H ₆	18,14
C ₃ H ₈	26,11
Natural Gas	8,43

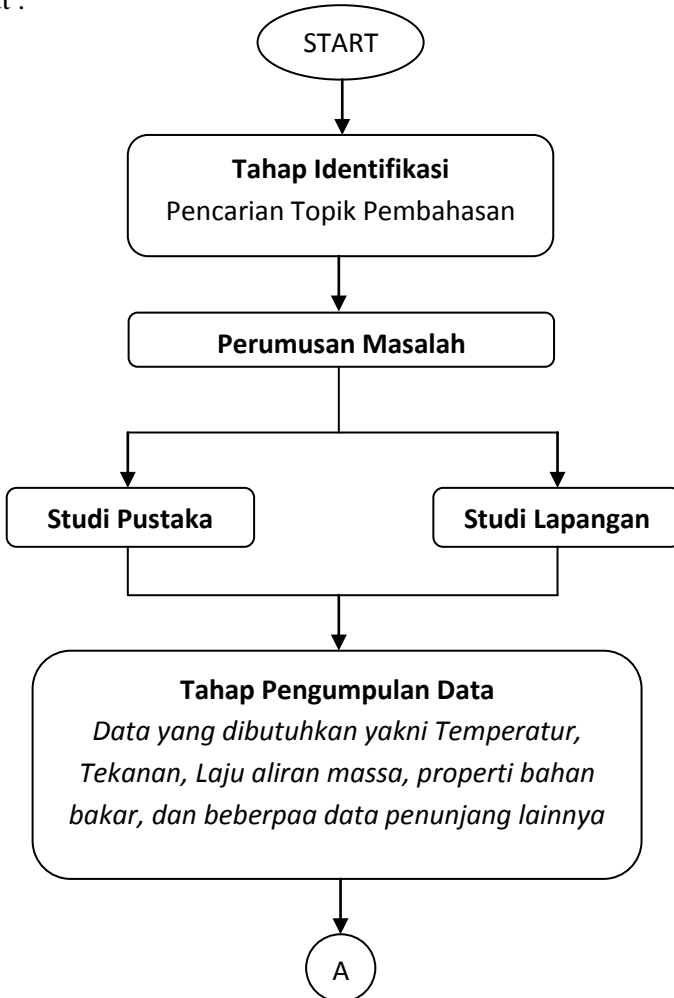
Sumber : *Combustion Booklet*, 2013

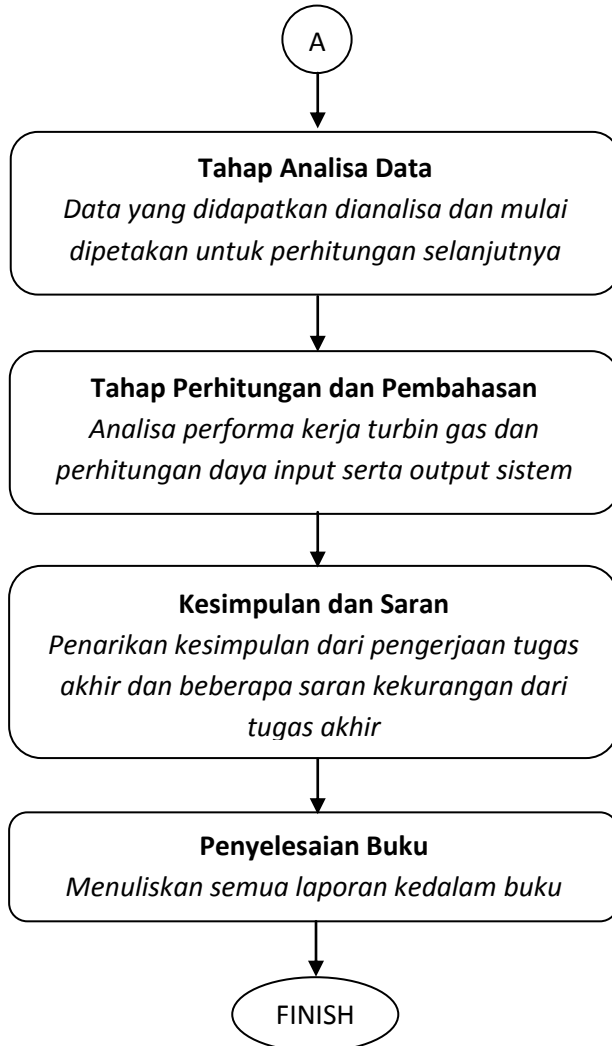
HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB III METODOLOGI

3.1. Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Adapun metodologi yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir ini dituliskan dalam bentuk *flow chart* atau diagram alir sebagai berikut :





Gambar 3.1 Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir

3.2. Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Berikut ini merupakan penjelasan proses dalam pengerjaan tugas akhir :

3.2.1. Tahap Identifikasi

Tahap identifikasi merupakan tahap awal atau langkah awal dari proses penelitian. Pada tahap ini dilakukan pengidentifikasian masalah yang kemudian dirumuskan menjadi rumusan masalah serta menetapkan tujuan dan manfaat penelitian.

3.2.2. Perumusan Masalah

Tahap kedua adalah perumusan masalah, yakni mencari beberapa permasalahan atau kasus yang akan diselesaikan. Tahap ini berhubungan dengan tahap identifikasi yang mana mencari tema atau topik masalah. Setelah dirumuskan beberapa masalah, kemudian dijadikan beberapa bentuk kalimat tanya pada penulisan buku. Kemudian dilakukan suatu studi pustaka dari berbagai literatur untuk mendapatkan teori pendukung untuk menyelesaikan permasalahan tersebut. Studi lapangan ini dilakukan di JOB P-PEJ Tuban.

3.2.3. Tahap Pengumpulan Data

Tahap ketiga adalah pengumpulan data. Data didapatkan dari studi lapangan yang berdasarkan data operasional harian dari *Control Room* unit pembangkit CPA JOB P-PEJ, dari pihak produksi, data *manual book* dari turbin gas dan wawancara pekerja sebagai data pendukungnya sehingga dari data tersebut didapatkan perhitungan energi instalasi turbin gas.

3.2.4. Tahap Analisa Data

Pada tahap ini, data-data yang dikumpulkan dipetakan terlebih dahulu dan dikaji ulang apakah sudah cukup untuk analisa lebih lanjut. Data yang ada kemudian disusun dan diurutkan dalam pengerjaannya.

3.2.5. Tahap Analisis dan Evaluasi

Tahap ini merupakan tahap dalam analisa dan perhitungan dimana hasil perhitungan tersebut dianalisis bagaimana performa kerja baik pada sistem (siklus) maupun turbin gas. Tahap ini menghitung mulai dari daya kompresor hingga turbin dan kemudian dimasukkan pada persamaan efisiensi.

3.2.6. Tahap Kesimpulan dan Saran

Berdasarkan perhitungan dan analisis didapatkan kesimpulan hasil pengerjaan tugas akhir dan dibukukan menjadi buku Tugas Akhir. Kemudian dalam tahap ini juga terdapat pencarian beberapa masalah yang terjadi selama pengerjaan tugas akhir ini dan dicarikan beberapa solusi yang akhirnya menjadi saran dari penulis untuk masalah-masalah tersebut.

3.2.7. Tahap Penyelesaian Buku

Pada tahap ini semua laporan disusun dalam bentuk buku dan diurutkan berdasarkan sistematika penulisannya.

Data yang digunakan dalam perhitungan setiap proses sistem turbin gas pada CPA (JOB P-PEJ) adalah sebagai berikut :

- Bahan Bakar
 - a. Persen mol campuran gas dari kandungan bahan bakar
 - b. LHV bahan bakar
 - c. SG bahan bakar
 - d. Tekanan gas bahan bakar (P_f)
- Kompresor
 - a. Temperatur *Ambient* (T_1)
 - b. Temperatur *Discharge* (T_2)
 - c. Tekanan keluar kompresor (P_2)
 - d. Laju aliran massa udara (\dot{m}_a)
- Ruang Bakar
 - a. Kapasitas atau debit masuk bahan bakar (Q_{in})
- Turbin Gas
 - a. Temperatur masuk turbin gas (T_3)
 - b. Temperatur keluar turbin gas (T_4)
- Generator
 - a. Daya generator (KW)
 - b. Power Factor Generator (0.8)
- Data pendukung
 - a. Jumlah stage kompresor
 - b. Jumlah stage turbin
 - c. Temperatur kritis (T_c)
 - d. Tekanan kritis (P_c)

- e. Konstanta Universal Gas (R) = $286.9 \frac{J}{kg K}$
- f. Massa Jenis Udara standar (ρ_s) = $1,225 \frac{kg}{m^3}$
- g. Temperatur Udara standar (T_s) = 288 K

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB IV PEMBAHASAN

4.1. Data yang Diketahui

Tabel 4.1 Data yang diketahui

No	Data	Nilai	Unit
1	Tekanan Atmosfer (P_1)	101.325	Pa
2	Temperatur <i>Ambient</i> (T_1)	306,11	K
3	Tekanan Keluar Kompresor (P_2)	63,5	Psig
4	Temperatur masuk Turbin (T_3)	755,22	K
5	Temperatur keluar Turbin (T_4)	635,22	K
6	<i>Specific Gravity</i> (SG) bahan bakar	1,08865	
7	Kapasitas masuk bahan bakar (Q_{in})	849	MSCFD
8	GHV bahan bakar	1.149,72634	BTU/ft ³

4.2 Perhitungan Efisiensi Siklus (η_c)

Untuk perhitungan efisiensi siklus (η_c) digunakan persamaan (1.23a).

4.2.1. Perhitungan Kerja Kompresor (\dot{W}_c)

Menghitung kerja yang dibutuhkan kompresor dapat menggunakan persamaan (1.18).

Mencari nilai eksponen politropis (n) dengan asumsi efisiensi kompresi (η_c) = 0,7 dan $k = 1,4$

$$\frac{n - 1}{n \eta_c} = \frac{k - 1}{k}$$

$$\frac{n - 1}{n} = \frac{k - 1}{k} (\eta_c)$$

$$\frac{n - 1}{n} = \frac{1,4 - 1}{1,4} (0,7)$$

$$\frac{n - 1}{n} = 0,285714285 (0,7)$$

$$\frac{n - 1}{n} = 0,2$$

$$n - 1 = 0,2 n$$

$$n - 0,2 n = 1$$

$$0,8 n = 1$$

$$n = 0,8^{-1}$$

$$n = 1,25$$

Mencari nilai kompresibilitas (Z) dari buku “*Compresors : seclection and sizing, 3rd edition*” oleh Royce N. Brown ; 2005 dengan nilai temperatur kritis (T_c) sebesar 548 °R dan nilai tekanan kritis (P_c) = 1073 $\frac{lb}{in^2}$. Nilai T_c dan P_c tersebut kemudian dikonversikan menjadi satuan SI maka,

$$T_c = 304,4688 K$$

$$P_c = 1073 \frac{lb}{in^2} \times \frac{4,448 N}{1 lb} \times \frac{1 in^2}{(0,0254 m)^2}$$

$$P_c = 7.397.705,995 \frac{N}{m^2}$$

$$P_c = 7.397.705,995 Pa$$

- **Nilai Temperatur Keluar Kompresor (T₂)**

Mencari nilai temperatur keluar kompresor dapat digunakan persamaan $T_2 = T_1 \left[rp^{\frac{n-1}{n}} \right]$ dimana *ratio pressure* dapat dicari dengan menggunakan persamaan (1.19) dimana

$$P_2 = 63,5 \text{ psig}$$

$$P_2 = 63,5 + 14,7 = 78,2 \text{ psia} = 539.189 Pa$$

Perhitungan *ratio pressure* menjadi

$$rp = \frac{P_d}{P_s}$$
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{539.189 \text{ Pa}}{101.325 \text{ Pa}}$$
$$\frac{P_2}{P_1} = 5,321381693$$

Sehingga

$$T_2 = T_1 \left[rp^{\frac{n-1}{n}} \right]$$
$$T_2 = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$
$$T_2 = 306,11 \text{ K} \left[(5,321381693)^{\frac{1,25-1}{1,25}} \right]$$
$$T_2 = 427,6539536 \text{ K}$$

Maka dapat diketahui *pressure reduce* (P_r) dan *temperature reduce* (T_r)

$$T_r = \frac{T_2}{T_c} = \frac{427,6539536 \text{ K}}{304,4688 \text{ K}} = 1,4045904 = 1,40$$
$$P_r = \frac{P_2}{P_c} = \frac{539189 \text{ Pa}}{7397705,995 \text{ Pa}} = 0,072885973 = 0,07$$

Dari *Appendix B-24* (Royce N. Brown) dengan $P_r = 0,07$ dan $T_r = 1,40$ maka didapatkan $Z = 0,992$

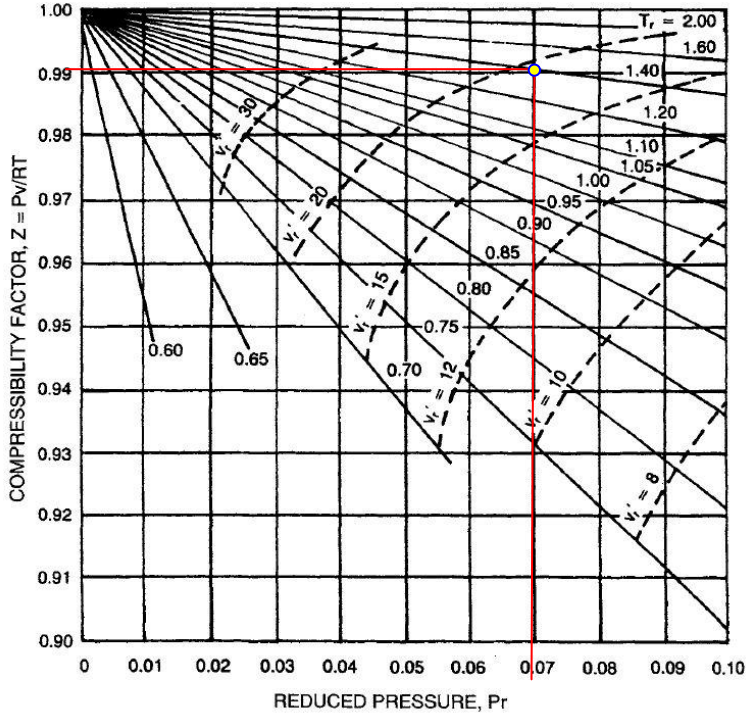


Figure B-24. Generalized compressibility chart. (Excerpted by special permission from *Chemical Engineering*, July 1959, copyright © 1954, by McGraw-Hill, Inc., New York, NY.)

- **Kerja Kompresor**

Dengan menggunakan persamaan (1.18) maka kerja kompresor dapat dihitung

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a \frac{n}{n-1} Z R T_1 \left[r p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_C = 5,8 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times \frac{1,25}{1,25-1} \times 0,992 \times 286,9 \frac{\text{J Kg}}{\text{K}} \times 306,11 \text{ K} \left[5,321381693^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_C = 1.003.085,767 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_C = 1.003,085767 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_c = 1.003,085767 \text{ KW}$$

4.2.2. Perhitungan Daya Turbin

Dengan menggunakan persamaan (1.21) maka akan didapatkan daya yang dihasilkan turbin. Untuk itu perlu dicari nilai C_p dan \dot{m}_a untuk menyelesaikan persamaan (1.21).

- Mencari nilai C_p

Tabel 4.2 Data gas bahan bakar

Nama Gas	Jumlah	Satuan	Kandungan	Nilai C_p standar
Methane (CH ₄)	38,229	% mole	63,82 %	$2,22 \frac{KJ}{Kg K}$
Ethane (C ₂ H ₆)	5,318	% mole	8,87 %	$1,75 \frac{KJ}{Kg K}$
Propane (C ₃ H ₆)	8,342	% mole	13,92 %	$1,5 \frac{KJ}{Kg K}$
Butane (C ₄ H ₁₀)	8,025	% mole	13,39 %	$1,67 \frac{KJ}{Kg K}$

Sehingga didapatkan :

$$1. \text{ Methane (CH}_4\text{)} = \frac{63,80}{100} \times 2,22 = 1,4162 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$2. \text{ Ethane (C}_2\text{H}_6\text{)} = \frac{8,87}{100} \times 1,75 = 0,7553 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$3. \text{ Propane (C}_3\text{H}_6\text{)} = \frac{13,92}{100} \times 1,5 = 0,2088 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$4. \text{ Butane (C}_4\text{H}_{10}\text{)} = \frac{13,39}{100} \times 1,67 = 0,2237 \frac{kJ}{Kg K}$$

$$C_p = (1,4162 + 0,2088 + 0,2237 + 0,7553) \frac{kJ}{Kg K}$$

$$C_p = 2,0042 \frac{kJ}{Kg K}$$

- **Perhitungan Massa Jenis (ρ) Bahan Bakar**

Diketahui data harian *Gas Fuel Pressure* = 168 psig dan

$T_{f\text{inlet}} = 106 \text{ }^\circ\text{F}$, dalam satuan SI :

$P_{f\text{gas}} = 168 \text{ psig}$

$P_{f\text{gas}} = 168 \text{ psig} + 14,7 \text{ psi (atm)}$

$P_{f\text{gas}} = 182,7 \text{ psia}$

$P_{f\text{gas}} = 182,7 \text{ psia} = 1259672,14 \text{ Pa}$

$T_{f\text{inlet}} = 106 \text{ }^\circ\text{F} = 314,11 \text{ K}$

Perhitungan Massa jenis bahan bakar pada kondisi standar (ρ_{fs})

Massa jenis bahan bakar standar merupakan massa jenis yang dihitung dengan bilangan pengali massa jenis udara dalam keadaan standar ($P_{\text{atm}} = P_0$ dan $T_0 = 288 \text{ K}$)

$$\rho_{fs} = SG_f \times \rho_{\text{air standar}}$$

$$\rho_{fs} = 1,08865 \times 1,225 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{fs} = 1,33359625 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Perhitungan Massa jenis bahan bakar (ρ_f)

Perhitungan massa jenis bahan bakar dengan menggunakan persamaan gas ideal $P v = R T$ dengan $v = \frac{1}{\rho}$ maka,

$$\frac{P_0}{\rho_{fs} \times T_0} = \frac{P_1}{\rho_f \times T_{f\text{inlet}}}$$

$$\frac{101.325 \text{ Pa}}{1,33359625 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 288 \text{ K}} = \frac{1.259.672,14 \text{ Pa}}{\rho_f \times 314,11 \text{ K}}$$

$$\rho_f = \frac{1.259.672,14 \text{ Pa} \times 1,33359625 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 288 \text{ K}}{101325 \text{ Pa} \times 314,11 \text{ K}}$$

$$\rho_f = 15,20113452 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

- **Perhitungan Kapasitas Bahan Bakar (Q_f)**

Diketahui kapasitas masuk bahan bakar standar $Q_{st} = 849 \text{ MSCFD}$ atau dalam satuan SI menjadi,

$$Q_{st} = 849.000 \frac{\text{ft}^3}{\text{day}} \times \frac{1 \text{ day}}{86.400 \text{ s}}$$

$$Q_{st} = 9,826388889 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}$$

Dengan menggunakan persamaan $\frac{P \dot{V}}{T} = c$ maka

$$\frac{P_s \dot{V}_s}{T_s} = \frac{P_f \dot{V}_f}{T_f}$$

$$\frac{101.325 \text{ Pa} \times 9,826388889 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}}{288 \text{ K}} = \frac{1.259.672,14 \text{ Pa} \times \dot{V}_f}{314,11 \text{ K}}$$

$$\dot{V}_f = \frac{101.325 \text{ Pa} \times 9,826388889 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \times 314,11 \text{ K}}{1.259.672,14 \text{ Pa} \times 288 \text{ K}}$$

$$\dot{V}_f = 0,862069561 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}$$

- **Perhitungan Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_f)**

$$\dot{m}_f = \rho_f \times Q_f$$

$$\dot{m}_f = 15,20113452 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,862069561 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \times \frac{0,3048^3 \text{ m}^3}{1 \text{ ft}^3}$$

$$\dot{m}_f = 0,371076286 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dengan demikian dapat dihitung daya turbin sebesar :

$$\dot{W}_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_p [T_3 - T_4]$$

$$\dot{W}_T = (5,8 + 0,371076286) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2,0042 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times [755,22 - 635,22] \text{ K}$$

$$\dot{W}_T = 1484,168531 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_T = 1484,168531 \text{ KW}$$

4.2.3. Perhitungan Kapasitas Masuk Bahan Bakar (\dot{Q}_{in})

Kapasitas masuk bahan bakar dapat dihitung sebesar :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \left(\frac{GHV}{\rho_f} \right)$$

$$\dot{Q}_{in} = 0,371076286 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(1149,72634 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{15,20113452 \text{ kg}} \times \frac{1 \text{ ft}^3}{0,3048^3 \text{ m}^3} \times \frac{1,055 \text{ kJ}}{1 \text{ Btu}} \right)$$

$$\dot{Q}_{in} = 1.045,657025 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{in} = 1.045,657025 \text{ KW}$$

4.2.4. Perhitungan Efisiensi Siklus (η_c)

Untuk menghitung efisiensi termal dari siklus digunakan persamaan (1.23b)

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \times 100 \%$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{in}} \times 100 \%$$

$$\eta_c = \frac{(1.484,168531 \text{ KW} - 1.003,085767 \text{ KW})}{1.045,657025 \text{ KW}} \times 100 \%$$

$$\eta_c = 0,460077016 \times 100 \%$$

$$\eta_c = 46 \%$$

4.2.5. Perhitungan Efisiensi Turbin (η_T)

Perhitungan efisiensi turbin dapat menggunakan persamaan (1.25) dengan daya generator (\dot{W}_G) = 390 KW sehingga didapatkan

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_G}{\dot{W}_{nett}} \times 100 \%$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_G}{\dot{W}_T - \dot{W}_C} \times 100 \%$$

$$\eta_T = \frac{390 \text{ KW}}{(1.484,168531 \text{ KW} - 1.003,085767 \text{ KW})} \times 100 \%$$

$$\eta_T = 0,810671321 \times 100 \%$$

$$\eta_T = 81,06 \%$$

4.3. AFR (Air Fuel Ratio)

AFR merupakan perbandingan dari laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar sehingga dapat dihitung dengan :

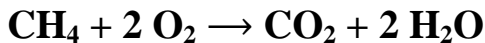
$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

$$AFR = \frac{5,8 \frac{kg}{s}}{0,371076286 \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 15,3020926$$

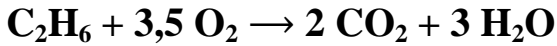
4.4. Excess Air

Pada 100 kg Udara, terkandung Oksigen sebesar 20,946% sehingga pada 1 kg Udara terkandung 0,20946 kg Oksigen.



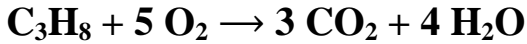
Pada 1 kg bahan bakar Methana (CH_4) untuk terbakar sempurna dibutuhkan 2 kg Oksigen. Maka udara yang dibutuhkan sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Air} &= (2 \times 4,774) \text{ kg} \\ &= 9,5483 \text{ kg} \end{aligned}$$



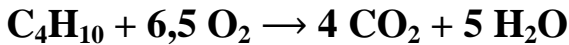
Pada 1 kg bahan bakar Etana (C_2H_6) untuk terbakar sempurna dibutuhkan 3,5 kg Oksigen. Maka udara yang dibutuhkan sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Air} &= (3,5 \times 4,774) \text{ kg} \\ &= 16,70 \text{ kg} \end{aligned}$$



Pada 1 kg bahan bakar Propana (C_3H_8) untuk terbakar sempurna dibutuhkan 5 kg Oksigen. Maka udara yang dibutuhkan sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Air} &= (5 \times 4,774) \text{ kg} \\ &= 23,870 \text{ kg} \end{aligned}$$



Pada 1 kg bahan bakar Butana (C_4H_{10}) untuk terbakar sempurna dibutuhkan 6,5 kg Oksigen. Maka udara yang dibutuhkan sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Air} &= (6,5 \times 4,774) \text{ kg} \\ &= 31,032 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tabel 4.3. Persentase oksigen untuk pembakaran

Nama Gas	Jumlah udara (1 kg Bahan Bakar)	Persentase Mole	Jumlah Udara
Methane (CH_4)	9,5483 kg	63,82 %	6,0918
Ethane (C_2H_6)	16,70 kg	8,87 %	1,48129
Propane (C_3H_8)	23,870 kg	13,92 %	3,32270
Butane (C_4H_{10})	31,032 kg	13,39 %	4,15518
TOTAL			15,05097

Presentase total = 1,505097 %

Perhitungan *Excess Air*

$$\% \text{ Excess Air} = \frac{\% O_2}{20,946 - \% O_2}$$
$$\% \text{ Excess Air} = \frac{1,505097 \%}{20,946 - 1,505097 \%}$$
$$\% \text{ Excess Air} = 7,741908902 \%$$
$$\% \text{ Excess Air} = 7,7 \%$$

4.5. Prosedur Menyalakan (Start-Up) dan Mematikan (Shut-down)

Dalam menyalakan maupun mematikan *engine* ada beberapa langkah yang harus dilakukan agar turbin dapat dioperasikan secara aman dan maksimal.

4.5.1. Prosedur Sebelum Penyalaan (*Prestart*)

Beberapa prosedur yang harus dilakukan sebelum menyalakan *engine* adalah sebagai berikut :

1. Cek level oli yang ada di tangki oli dan pastikan tangki terisi penuh hingga mencapai batas indikator yang telah ditentukan.
2. Cek tekanan suplai bahan bakar pada tangki bahan bakar.
3. Cek kebocoran pelumas (oli) atau bahan bakar di sekitar *engine*. Cek bagian terbawah dari *intake housing* apakah ada pelumas yang bocor, karena sedikit kebocoran dapat menyebabkan kontaminasi pada kompresor.
4. Cek keamanan semua baut pengunci, sekrup, dan alat-alat pengunci lainnya.
5. Cek semua sambungan elektrik yakni keadaan sambungan, korosi, dan isolasi pada sambungan. Ganti kabel yang telah terkena kebocoran pelumas atau yang tidak terisolasi dengan

baik. Perbaiki semua sambungan yang dapat menyebabkan indikasi kecelakaan kerja.

6. Cek semua jalur selang dan pastikan tidak ada yang bergesekan.
7. Cek pelindung *engine air inlet* dan filternya pastikan dalam keadaan bersih dan bebas kontaminasi.
8. Cek pada bagian pembuangan (*exhaust*) dan pastikan tidak ada penghambat atau material yang mudah terbakar di dekat saluran pembuangan.
9. Pastikan saluran udara masuk bersih dari kotoran dan segala jenis penghambat saluran.

4.5.2. Cek Harian (*Daily Check*)

Selama turbin gas beroperasi (*running*) dilakukan beberapa pengecekan terhadap *engine* yakni meliputi :

1. Periksa vibrasi (getaran) atau kebisingan saat *running*.
2. Periksa perubahan waktu akselerasi ketika *starting*.
3. Periksa kenaikan temperatur pada saluran pembuangan turbin (*exhaust*) pada saat diberikan beban dan periksa juga temperatur lingkungan.
4. Periksa tanda-tanda kondisi operasi yang tidak normal seperti perubahan warna pada material, keretakan, gesekan pada saluran atau selang, getaran yang berlebihan, dan lain sebagainya.
5. Selama pengoperasian dalam periode panjang (terus-menerus) selalu periksa level oli setiap 24 jam. Jangan terlalu banyak dalam mengisi oli karena dapat menyebabkan oli keluar dari tangki dan mengkontaminasi celah yang ada.

4.5.3. Prosedur Mematikan (*Shutdown*)

Prosedur dalam mematikan turbin gas adalah sebagai berikut :

1. Pindahkan sirkuit pemutus daya ke pemutus generator dari beban

2. Tekan tombol “SYSTEMS STOP”.
3. Periksa semua komponen dalam keadaan mati dan normal.

4.6. Perawatan Turbin Gas

Untuk pengoperasian optimal dari turbin gas, diperlukan beberapa tahap dalam perawatan turbin gas. Perawatan (*maintenance*) adalah suatu kegiatan yang menjamin mesin/alat mampu untuk terus-menerus melakukan apa yang diinginkan oleh pemakai (*user*). Tujuan dari kegiatan perawatan tersebut antara lain adalah :

- Menjamin mesin/alat tersedia dalam kondisi baik
- Menjamin kesiapan peralatan cadangan dalam kondisi darurat
- Menjamin keselamatan manusia dan lingkungan
- Menjamin usia pakai mesin/alat lebih panjang

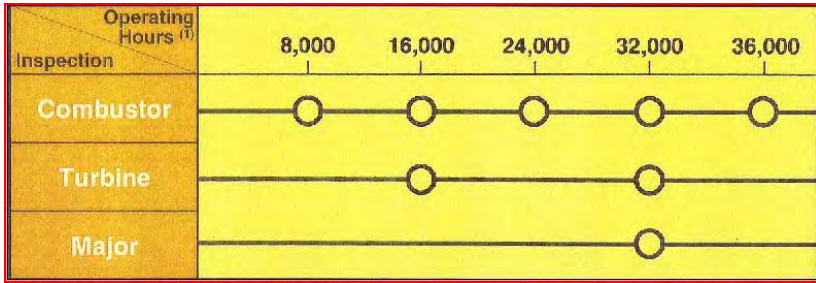
Banyak sekali jenis-jenis dari kegiatan *maintenance*, tetapi hal ini tergantung kebijakan dari tiap-tiap perusahaan dalam penerapannya. Secara umum, manajemen perawatan dibagi menjadi dua, yakni *Planned Maintenance (Before Major Failure)* atau perawatan terencana dan *Unplanned Maintenance (At Time of a Failure)* perawatan ketika terjadi kerusakan.

Perawatan terencana, masih dibagi lagi menjadi beberapa jenis perawatan. Salah satunya adalah *preventive maintenance* yang dilakukan secara berkala dan terencana untuk peralatan yang bekerja secara kontinu (terus menerus dalam kurun waktu tertentu).

4.6.1. Preventive Maintenance

Preventive maintenance merupakan kegiatan perawatan yang terencana dan secara berkala. Hal ini ditujukan untuk memperpanjang umur peralatan tertentu yang bekerja secara kontinu. Pada prinsipnya adalah pencegahan lebih baik dibanding perbaikan.

Dalam turbin gas, perawatan berkala dilakukan berdasarkan jam kerja *engine*.



Gambar 4.1. Interval inspeksi sistem turbin gas

Seperti pada gambar 2.30 diperlihatkan secara umum interval dalam inspeksi atau pengecekan berdasarkan jam kerja turbin gas. Secara garis besar (ringkas) inspeksi pada turbin gas dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 4.4. Ringkasan Inspeksi Gas Turbin

Inspeksi	Prosedur	Komponen
Inspeksi <i>Combustor</i>	Membongkar <i>casing</i> dari kombustor	<ul style="list-style-type: none"> • Inspeksi secara visual & NDT⁽¹⁾ nozel bahan bakar (injektor), <i>casing</i>, potongan transisi • Inspeksi secara visual sudu turbin baris 4 dan <i>vane</i> baris 1 dan 4 • Inspeksi secara visual IGV kompresor sudu baris 1 dan <i>vane</i> baris 1
Inspeksi Turbin	Melepas kerangka	<ul style="list-style-type: none"> • Inspeksi secara

	bagian atas dari turbin	visual dan NDT ⁽¹⁾ dari sudu turbin, <i>vanes</i> , dan <i>seal</i> <ul style="list-style-type: none"> • Inspeksi pada <i>combustor</i> dilakukan pada waktu yang sama
<i>Overhaul</i>	Melepas bagian atas turbin dan kompresor, melepaskan rotor	<ul style="list-style-type: none"> • Inspeksi secara visual dan NDT⁽²⁾ semua komponen dari ekspansi sambungan <i>inlet air</i> ke ekspansi sambungan pertama <i>exhaust gas</i> • Inspeksi semua alat bantu, sistem kontrol dan instrumentasi

NDT⁽¹⁾ :Non Destructive Test (Penetrant Test)

NDT⁽²⁾ :Non Destructive Test (Penetrant Test, Magnetic Particle test and Ultrasonic test)

Untuk pengecekan pada saat sistem beroperasi maupun shutdown, dapat ditunjukkan pada tabel 2.2.

Tabel 4.5. Perawatan dan Pengecekan Secara Rutin

	Selama Operasi (Perawatan Rutin)	Selama Shutdown (Perawatan Shutdown)
Gas Turbin	<ul style="list-style-type: none"> - Penampilan Pemeriksaan Visual Suara berisik yang tidak biasa, getaran, <i>overheat</i>, kebocoran, kerusakan isolasi 	<ul style="list-style-type: none"> - Penampilan Pemeriksaan Visual Kebocoran, kelonggaran pengaman, kotor, dll - Inspeksi/Pengecekan komponen bagian dalam

	<p>material, penyumbatan, karat atau kerak</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pemeriksaan Operasional Tekanan, temperatur, kondisi mesin, level oli pelumas, perubahan performa, dll. 	<p>Kerusakan struktural, <i>cracking</i>, keausan, deformasi, korosi, kondisi bearing, kesejajaran, gesekan, dll.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pemeriksaan Operasional Fungsional dan performa setelah re-assembly - Penggantian Bagian yang Habis bagian <i>gas path</i> panas, <i>seal plate</i>, mur dan baut, dll.
<p>Alat Bantu (<i>Auxiliaries</i>)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Penampilan Pemeriksaan Visual Suara berisik yang tidak biasa, getaran, <i>overheat</i>, kebocoran, penyumbatan, karat atau kerak - Pemeriksaan Operasional Fungsional operasi, kondisi tekanan, kondisi temperatur, level oli pelumas, dll 	<ul style="list-style-type: none"> - Penampilan Pemeriksaan Visual Kebocoran, kelonggaran pengaman, kotor, dll - Inspeksi/Pengecekan komponen bagian dalam Kerusakan struktural, <i>cracking</i>, keausan, deformasi, korosi, kondisi bearing, kesejajaran, gesekan, dll. - Pemeriksaan Operasional Fungsional dan performa setelah re-assembly - Penggantian Bagian yang Habis Bearing, <i>seal rings</i>, ring piston, gasket, oli

		pelumas, <i>grease</i> , dll.
--	--	-------------------------------

4.6.1.1. Perawatan Pada 750 -1000 Jam Kerja

Pada kisaran 750 sampai 1000 jam kerja awal *engine running*, dilakukan beberapa inspeksi dan perawatan untuk turbin gas. Untuk pemakaian yang terputus-putus atau dalam interval yang singkat, perawatan dan inspeksi sebaiknya dilakukan pada kisaran 500 jam kerja *engine*. Pada inspeksi 750-1000 jam kerja awal, dilakukan beberapa perawatan yakni :

1. Melepas filter oli pelumas, mengambil sampel atau contoh dari pelumas dan dilakukan pengecekan apakah terkontaminasi atau tidak. Bila diperlukan, tangki oli dapat dikeringkan dan diganti pelumas dengan yang baru.
2. Pengecekan dan pembersihan filter bahan bakar dan strainer,. Bila diperlukan dapat dilepas dan diganti.
3. Pengecekan baterai dengan melihat ketinggian permukaan cairan baterai. Jika terindikasi rendah, maka diisi ulang dan pengecekan voltase regulator (*battery charger*) apakah dapat berfungsi dengan baik.
4. Pengecekan pada saluran udara dan filternya. Peniupan pada saluran udara dengan menggunakan *dry compressed air* untuk menghilangkan kelembaban (kandungan air) dan kotoran dalam saluran udara.

4.6.1.2. Perawatan Pada 1000 dan 4000 Jam Kerja

Setelah 1000 jam kerja *engine* beroperasi dan kurang lebih berkisar 4000 jam kerja operasi setelahnya, dilakukan beberapa inspeksi yakni :

1. Pelepasan dan inspeksi *compressor surge control 6th-stage bleed air valve* pada kompresor. Pembersihan dan penggantian bila diperlukan.

2. Pelepasan dan pengecekan busi (*spark plug*). Pembersihan dan penggantian bila diperlukan.
3. Pelepasan *combustor case* dan pengecekan injektor bahan bakar (*fuel injectors*) dan bagian-bagian kombustor.
4. Peniupan udara (tidak melebihi tekanan 100 psi) sepanjang *exhaust* dan *combustor drain lines*, memastikan tidak ada penghalang atau kotoran.
5. Pengecekan seluruh *engine* secara teliti untuk mengetahui ada tidaknya kondisi pengoperasian yang tidak biasa seperti perubahan warna yang aneh, *cracking*, kerusakan kabel atau saluran, dll.
6. Pengecekan *engine temperature thermocouples* dan *exhaust engine temperature thermocouples*. Pengecekan kerusakan, bekas terbakar yang parah, atau kerak yang terbentuk.
7. Pemeriksaan *inlet compressor* dari kotoran-kotoran yang tersangkut.
8. Pengecekan pada filter udara masuk kompresor.
9. Pada unit dengan sistem bahan bakar natural gas, pelepasan dan pemeriksaan filter *orifice* pada katup pengatur bahan bakar. Pembersihan dan penggantian bila diperlukan.
10. Pada unit *electric start*, pemeriksaan *starter-motor brushless*.
11. Pemeriksaan kesejajaran (*alignment*) dari *engine* dengan generator.
12. Pengecekan unit pengaturan temperatur (*temperature control*) dan unit pengaturan kecepatan (*speed control*).

4.6.2. Corrective Maintenance

Corrective maintenance biasa dilakukan setelah melewati 6000 jam kerja *engine*. Perawatan ini merupakan perawatan besar yang biasa juga disebut *overhaul*. Dalam perawatan ini, semua komponen *engine* harus dilepas dan diperiksa hingga bagian terdalam untuk mengecek kerusakan yang timbul.

Pemisahan Komponen Utama (Major Assemblies)

Pada tahap perawatan ini komponen utama yakni kompresor, kombustor, dan turbin harus dipisahkan, namun dengan pengecualian kombustor tidak bisa dipisahkan tanpa memisahkan *engine*, yang biasanya membutuhkan *dynamic balancing* pada perakitan ulang. Pada tahap ini, seluruh komponen dibersihkan dan dilakukan pengecekan secara detail pada tiap-tiap *assembly*.

Pelepasan dan Pemasangan Aksesoris

Untuk pelepasan dan pemasangan aksesoris, pipa saluran, dan perlengkapan elektrik menggunakan standar perawatan industri dan pelaksanaan perbaikan. Dalam tahap ini tidak ada peralatan khusus yang dipergunakan. Semua bagian (*items*) terpasang atau terikat secara standar pada perangkat. Semua O-ring seal dan gasket selalu disingkirkan terlebih dahulu. Selain itu, area kerja harus selalu bersih.

Lockwiring

Untuk standar Turbin Gas Solar Saturn menggunakan *lockwiring* dengan diameter 0,032 inch *stainless steel* untuk aplikasi secara umum di semua lokasi yang dapat diakses manual pada prosedur perawatan secara rutin. Untuk sekrup (baut) dengan nomor 8 atau lebih kecil lagi menggunakan *lockwiring* berdiameter 0,020 inch *stainless steel* juga untuk komponen elektrik.

Ketika memasang *lockwiring*, harus dipastikan bahwa kabel terpasang dengan benar sesuai dengan prosedur yang ada pada *manual book Solar Saturn Gas Turbine*.

Cleaning

Pembersihan yang benar dan menyeluruh secara cermat dan hati-hati dari semua bagian sangat penting untuk operasi yang optimal dan memuaskan. Ketika waktu yang diperlukan untuk

membersihkan bagian-bagian *engine* cukup lama, maka diperlukan penempatan komponen-komponen pada plastik atau tempat tertutup untuk menghindari kontaminasi yang mungkin terjadi atau korosi.

Degreasing

Degreasing atau menghilangkan kelebihan minyak, menggunakan larutan *petroleum* (minyak tanah), larutan tipe emulsi, atau larutan klorin. Menggunakan *stoddard* atau menggunakan *spray* untuk permukaan luar dari komponen.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan serangkaian kegiatan tugas akhir ini, maka dapat ditarik 4 kesimpulan yakni sebagai berikut :

- A. Secara umum, turbin gas diklasifikasikan menjadi dua, yakni berdasarkan siklus kerja dan susunan poros. Berdasarkan siklus kerja dapat dibagi menjadi tiga yakni siklus terbuka, tertutup, dan kombinasi sedangkan berdasarkan susunan poros diklasifikasikan menjadi empat yakni berporos tunggal, ganda, twin spool dan split.
- B. Prinsip kerja turbin gas sederhana (berdasarkan siklus brayton) terdiri dari beberapa kondisi yakni :
 - Kompresi secara isentropik pada *compressor section*
 - Pembakaran bahan bakar dan udara yang telah dikompresi pada ruang bakar
 - Ekspansi pada turbin gas secara isentropik
 - Pembuangan gas/udara ke atmosfer
- C. Komponen utama pada sistem turbin gas terdiri dari tiga bagian utama yakni :
 - *Compressor section*
 - *Combustion section*
 - *Turbine section*
- D. Dari hasil perhitungan Performa atau unjuk kerja dari sistem turbin gas dapat diperoleh performa akhir sebagai berikut :
 1. Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor sebesar 1003,085767 KW
 2. Daya yang dihasilkan oleh turbin sebesar 1484,168531 KW
 3. Daya yang dibutuhkan generator sebesar 390 KW
 4. Efisiensi siklus yang diperoleh adalah sebesar 46 %
 5. Efisiensi turbin yang diperoleh sebesar 81.06 %

6. AFR (*Air Fuel Ratio*) yang diperoleh sebesar 15,3020926

7. *Excess Air* yang dihasilkan sebesar 7,7%

Dengan catatan bahwa kondisi tersebut diatas adalah ideal dan belum menyertakan perhitungan kerugian-kerugian dalam sistem. Sehingga dapat disimpulkan bahwa turbin gas yang ada di JOB P-PEJ Tuban, Jawa timur masih beroperasi dengan kondisi yang baik dan sesuai standar.

5.2. Saran

Adapun saran-saran dari penulis untuk Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Agar melengkapi data-data seperti laju aliran massa (\dot{m}) udara secara aktual.
2. Data-data gas yang dihitung harus lebih terperinci dan lengkap serta adanya perhitungan aktual (dengan menggunakan alat ukur) kandungan oksigen pada *flue gass*.
3. Melibatkan perhitungan *losses* atau kerugian pada sistem.
4. Pihak JOB P-PEJ lebih memperhatikan performa dari empat unit turbin gas yang ada di CPA.
5. Dalam pengambilan data turbin gas, serta mengamati *troubleshooting* yang sering terjadi pada sistem turbin gas lebih diperpanjang waktunya agar lebih mendalami dan menambah akurasi perhitungan.

DAFTAR PUSTAKA

- Biarnes, Michael.** 2013. *Combustion Booklet*. E Instrument International LLC.
- Bloch, Heinz P. & Soares, Claire.** 1998. *Process Plant Machinery*. Butterworth-Heinemann : USA.
- Brown, Royce N.** 2005. *Compressors : Selection and Sizing* 3rd Edition. Elsevier.
- Dixon, S. & Hall, C.A.** 2010. *Fluid Mechanics and Thermodynamics Of Turbomachinery* 6th Edition. Elsevier : USA.
- Forsthoffer, W. E.** 2011. *Forsthoffe's Best Practice Handbook for Rotating Machinery*. Butterworth-Heinemann : USA.
- Moran, Michael. J & Howard, Shapiro N.** 2006. *Fundamental Of Engineering Thermodynamic* 5th Edition. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester : England.
- Pritchard, J. Philip.** 2011. *Introduction to Fluid Mechanics* 8th Edition. R. R. Donneley-JC : USA.
- Soares, Claire.** 2008. *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications*. Burlington, MA Butterworth-Heinemann : USA.

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

RIWAYAT HIDUP



Penulis lahir di Tulungagung, pada tanggal 4 September 1993. Sejak kecil, penulis dibesarkan di kota pahlawan, yakni kota Surabaya. Penulis merupakan anak ke 3 dari 4 bersaudara yang bahagia. Memulai masa studinya pada tahun 1999 di SD KHADIJAH 3 Surabaya dan lulus pada tahun 2005, kemudian diteruskan memasuki SMPN 26 Surabaya hingga selesai pada tahun 2008 dan melanjutkan ke SMAN 11 Surabaya. Setelah selesai menempuh pendidikan di SMAN 11 Surabaya pada tahun 2011, penulis diterima di salah satu program studi yakni D3 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis mulai aktif di berbagai kegiatan di kampus, seperti organisasi, kepeemanduan, karya tulis ilmiah, maupun kegiatan UKM yang ada di ITS Surabaya.

Pada tahun terakhir (2013-2014) penulis aktif menjadi anggota dari Tim Robot ITS divisi KRAI sebagai anggota mekanik dan penanggung jawab kemandirian tim. Penulis menempuh tugas akhir dengan tema *turbomachinery* karena ketertarikan mendalam terhadap turbin gas. Diharapkan penulis dapat meneruskan ke jenjang yang lebih tinggi untuk mendalami ilmu turbin gas secara spesifik.

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

LAMPIRAN A

Tabel Konversi Satuan

Table G.1

SI Units and Prefixes^a

SI Units	Quantity	Unit	SI Symbol	Formula
SI base units:	Length	meter	m	—
	Mass	kilogram	kg	—
	Time	second	s	—
	Temperature	kelvin	K	—
SI supplementary unit:	Plane angle	radian	rad	—
SI derived units:	Energy	joule	J	N · m
	Force	newton	N	kg · m/s ²
	Power	watt	W	J/s
	Pressure	pascal	Pa	N/m ²
	Work	joule	J	N · m
SI prefixes	Multiplication Factor	Prefix	SI Symbol	
	1 000 000 000 000 = 10 ¹²	tera	T	
	1 000 000 000 = 10 ⁹	giga	G	
	1 000 000 = 10 ⁶	mega	M	
	1 000 = 10 ³	kilo	k	
	0.01 = 10 ⁻²	centi ^b	c	
	0.001 = 10 ⁻³	milli	m	
	0.000 001 = 10 ⁻⁶	micro	μ	
	0.000 000 001 = 10 ⁻⁹	nano	n	
	0.000 000 000 001 = 10 ⁻¹²	pico	p	

^aSource: ASTM Standard for Metric Practice E 380-97, 1997.

^bTo be avoided where possible.

LAMPIRAN A (Lanjutan)

Tabel Konversi Satuan

Table G.2

Conversion Factors and Definitions

Fundamental Dimension	English Unit	Exact SI Value	Approximate SI Value
Length	1 in.	0.0254 m	—
Mass	1 lbm	0.453 592 37 kg	0.454 kg
Temperature	1°F	5/9 K	—

Definitions:

Acceleration of gravity: $g = 9.8066 \text{ m/s}^2 (= 32.174 \text{ ft/s}^2)$

Energy: Btu (British thermal unit) \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 lbm of water 1°F (1 Btu = 778.2 ft·lbf)
 kilocalorie \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 kg of water 1 K (1 kcal = 4187 J)

Length: 1 mile = 5280 ft; 1 nautical mile = 6076.1 ft = 1852 m (exact)

Power: 1 horsepower \equiv 550 ft·lbf/s

Pressure: 1 bar $\equiv 10^5$ Pa

Temperature: degree Fahrenheit, $T_F = \frac{9}{5}T_C + 32$ (where T_C is degrees Celsius)
 degree Rankine, $T_R = T_F + 459.67$
 Kelvin, $T_K = T_C + 273.15$ (exact)

Viscosity: 1 Poise $\equiv 0.1 \text{ kg/(m·s)}$
 1 Stoke $\equiv 0.0001 \text{ m}^2/\text{s}$

Volume: 1 gal $\equiv 231 \text{ in.}^3$ (1 ft³ = 7.48 gal)

Useful Conversion Factors:

Length:	1 ft = 0.3048 m 1 in. = 25.4 mm	Power:	1 hp = 745.7 W 1 ft·lbf/s = 1.356 W
Mass:	1 lbm = 0.4536 kg 1 slug = 14.59 kg	Area:	1 Btu/hr = 0.2931 W 1 ft ² = 0.0929 m ²
Force:	1 lbf = 4.448 N 1 kgf = 9.807 N	Volume:	1 acre = 4047 m ² 1 ft ³ = 0.02832 m ³
Velocity:	1 ft/s = 0.3048 m/s 1 ft/s = 15/22 mph 1 mph = 0.447 m/s	Volume flow rate:	1 gal (US) = 0.003785 m ³ 1 gal (US) = 3.785 L 1 ft ³ /s = 0.02832 m ³ /s
Pressure:	1 psi = 6.895 kPa 1 lbf/ft ² = 47.88 Pa 1 atm = 101.3 kPa 1 atm = 14.7 psi 1 in. Hg = 3.386 kPa 1 mm Hg = 133.3 Pa	Viscosity (dynamic):	1 gpm = $6.309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 1 lbf·s/ft ² = 47.88 N·s/m ² 1 g/(cm·s) = 0.1 N·s/m ²
Energy:	1 Btu = 1.055 kJ 1 ft·lbf = 1.356 J 1 cal = 4.187 J	Viscosity (kinematic):	1 Poise = 0.1 N·s/m ² 1 ft ² /s = 0.0929 m ² /s 1 Stoke = 0.0001 m ² /s

LAMPIRAN B

Nilai Cp (Kalor Spesifik pada tekanan konstan) Gas

Gases - Specific Heat Capacities and Individual Gas Constants										
The specific heat capacities at constant pressure and constant volume processes, and the ratio of specific heat and the individual gas constant - R - for some common used "ideal gases", can be found in the table below (approximate values at 68oF (20oC) and 14.7 psia (1 atm)):										
Gas or Vapor	Formula	Specific Heat Capacity				Ratio of Specific Heats			Individual Gas constant	
		cp		cv		k = cp / cv	cp - cv		cp - cv (ft lbf/lbmoR)	
		(kJ/kg K)	(kJ/kg K)	(Btu/lbmoF)	(Btu/lbmoF)		(kJ/kg K)	(ft lbf/lbmoR)		
Acetone		1.47	1.32	0.35	0.32	1.11	0.15			
Acetylene	C2H2	1.86	1.37	0.35	0.27	1.232	0.319	59.34		
Air		1.01	0.718	0.24	0.17	1.4	0.287	53.34		
Alcohol	C2H5OH	1.88	1.67	0.45	0.4	1.13	0.22			
Alcohol	CH3OH	1.93	1.53	0.46	0.37	1.26	0.39			
Ammonia	NH3	2.19	1.66	0.52	0.4	1.31	0.53	96.5		
Argon	Ar	0.52	0.312	0.12	0.07	1.867	0.208			
Benzene	C6H6	1.09	0.96	0.26	0.24	1.12	0.1			
Blast furnace gas		1.03	0.73	0.25	0.17	1.41	0.3	55.05		
Bromine		0.25	0.2	0.06	0.05	1.28	0.05			
Butadiene						1.12				
Butane	C4H10	1.67	1.53	0.395	0.356	1.094	0.143	26.5		
Carbon dioxide	CO2	0.844	0.655	0.21	0.16	1.289	0.189	38.86		
Carbon monoxide	CO	1.02	0.72	0.24	0.17	1.4	0.287	55.14		
Carbon disulphide		0.67	0.55	0.16	0.13	1.21	0.12			
Chlorine	Cl2	0.48	0.36	0.12	0.09	1.34	0.12			
Chloroform		0.83	0.55	0.15	0.13	1.15	0.08			
Combustion products	1			0.24						
Ethane	C2H6	1.75	1.48	0.39	0.32	1.187	0.276	51.5		
Ether		2.01	1.95	0.48	0.47	1.03	0.06			
Ethylene	C2H4	1.53	1.23	0.4	0.33	1.24	0.296	55.08		
Freon 22						1.18				
Helium	He	5.19	3.12	1.25	0.75	1.667	2.08	398.3		
Hexane						1.06				
Hydrogen	H2	14.32	10.16	3.42	2.43	1.405	4.12	765.9		
Hydrogen Chloride	HCl	0.8	0.57	0.191	0.135	1.41	0.23	42.4		
Hydrogen Sulfide	H2S			0.243	0.187	1.32		45.2		
Hydroxyl	OH	1.76	1.27			1.394	0.489			
Methane	CH4	2.22	1.7	0.59	0.45	1.304	0.518	96.4		
Methyl Chloride	CH3Cl			0.24	0.2	1.2		30.6		
Natural Gas		2.34	1.85	0.56	0.44	1.27	0.5	79.1		
Neon		1.03	0.618			1.667	0.412			
Nitric Oxide	NO	0.995	0.718	0.23	0.17	1.388	0.277			
Nitrogen	N2	1.04	0.743	0.25	0.18	1.4	0.287	54.99		
Nitrogen tetroxide		4.86	4.8	1.12	1.1	1.02	0.09			
Nitrous oxide	N2O	0.88	0.69	0.21	0.17	1.27	0.18	35.1		
Oxygen	O2	0.919	0.659	0.22	0.16	1.395	0.26	48.24		
Pentane						1.07				
Propane	C3H8	1.67	1.48	0.39	0.34	1.127	0.189	35		
Propene (propylene)	C3H6	1.5	1.31	0.36	0.31	1.15	0.18	36.8		
Water Vapor		1.93	1.46	0.46	0.35	1.32	0.462			
Steam 1 psia, 120 – 600 oF										
Steam 14.7 psia, 220 – 600 oF		1.97	1.5	0.47	0.36	1.31	0.46			
Steam 150 psia, 360 – 600 oF		2.26	1.76	0.54	0.42	1.28	0.5			
Sulfur dioxide (Sulphur dioxide)	SO2	0.84	0.51	0.15	0.12	1.29	0.13	24.1		

k = cp / cv - the specific heat capacity ratio
cp = specific heat in a constant pressure process
cv = specific heat in a constant volume process
R- Individual Gas constant

LAMPIRAN C

Grafik nilai compressibility (Z)

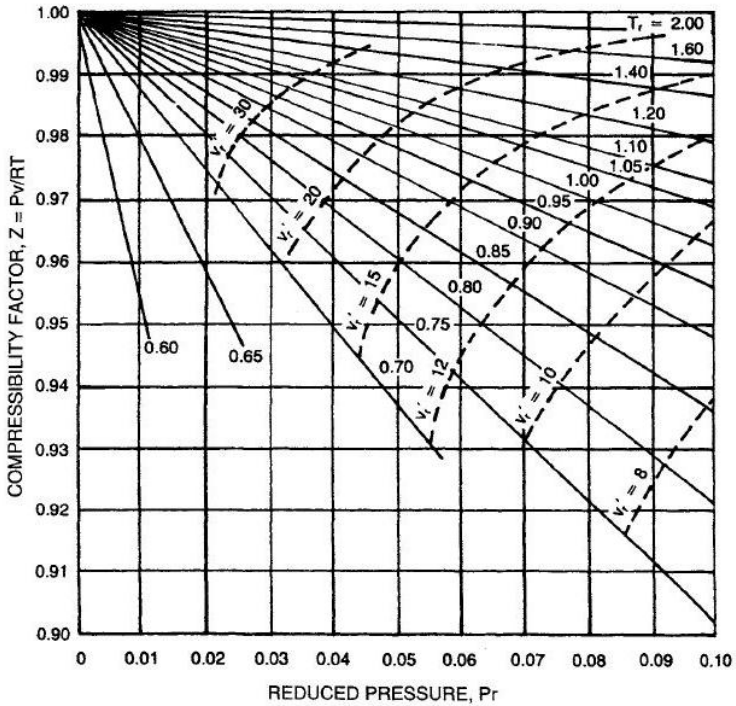


Figure B-24. Generalized compressibility chart. (Excerpted by special permission from *Chemical Engineering*, July 1959, copyright © 1954, by McGraw-Hill, Inc., New York, NY.)

LAMPIRAN C (Lanjutan)
Grafik nilai compressibility (Z)

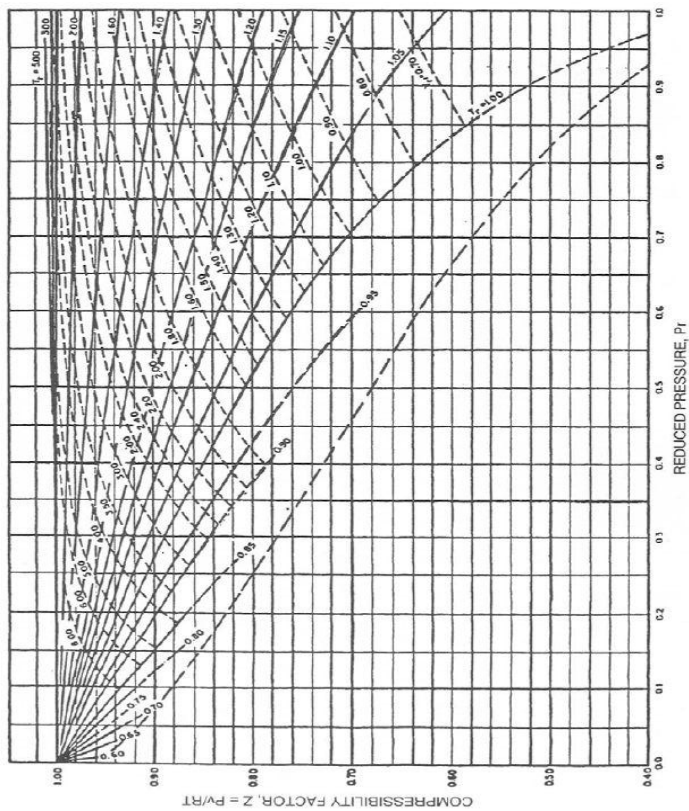


Figure B-25. Generalized compressibility chart. (Excerpted by special permission from *Chemical Engineering*, July 1959, copyright © 1954, by McGraw-Hill, Inc., New York, NY.)

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN