



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PENGARUH COMBUSTION INSPECTION, TURBINE
INSPECTION, DAN MAJOR INSPECTION TERHADAP
UNJUK KERJA TURBIN GAS UNIT 1.2 PLTGU
PT. PJB UP GRESIK**

**ATH-THOLLA'U AHMAD ALDIUM
NRP. 1021150000022**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D
NIP. 19751206 200501 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PENGARUH COMBUSTION INSPECTION, TURBINE
INSPECTION, DAN MAJOR INSPECTION TERHADAP
UNJUK KERJA TURBIN GAS UNIT 1.2 PLTGU
PT. PJB UP GRESIK**

**ATH-THOLLA'U AHMAD ALDIUM
NRP. 1021150000022**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D
NIP. 19751206 200501 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**THE EFFECT OF THE COMBUSTION INSPECTION,
TURBINE INSPECTION AND MAJOR INSPECTION
TOWARD THE PERFORMANCE OF THE 1.2 GAS
TURBINE UNIT OF COMBINED CYCLE POWER PLANT
PT. PJB UP GRESIK**

**ATH THOLLA'U AHMAD ALDIUM
NRP 1021150000022**

**Consellor Lecture
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D.
NIP. 19751206 200501 1 002**

**DIPLOMA III
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**PENGARUH COMBUSTION INSPECTION, TURBINE
INSPECTION, DAN MAJOR INSPECTION TERHADAP
UNJUK KERJA TURBIN GAS UNIT 1.2 PLTGU
PT. PJB UP GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

ATH THOLLA'U AHMAD ALDIUM
NRP. 1021150000022

Mengstahui dan Menyetujui :

Dosen Pembimbing



Dedy Zülhidayat Noor, ST, MT, Ph.D

NIP 19751206 200501 1 002

**SURABAYA
JULI 2018**

**PENGARUH COMBUSTION INSPECTION, TURBINE
INSPECTION, DAN MAJOR INSPECTION TERHADAP
UNJUK KERJA TURBIN GAS UNIT 1.2 PLTGU
PT. PJB UP GRESIK**

Nama Mahasiswa : Ath Tholla'u Ahmad Aldium
NRP : 10211500000022
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.d

Abstrak

PT. Pembangkitan Jawa-Bali merupakan salah satu anak perusahaan PT. Perusahaan Listrik Negara yang memiliki unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap, salah satunya berada di Unit Pembangkitan Gresik. PT. PJB UP Gresik memiliki 3 blok Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap. Penggunaan unit secara terus menerus akan mengakibatkan penurunan performa pada unit. Oleh karena itu diperlukan Overhaul atau Maintenance yang bertujuan agar performa unit tidak turun drastis. Pada unit turbin gas terdapat beberapa Overhaul yaitu Combustion Inspection, Turbine Inspection, dan Major Inspection. Oleh karena itu, penulis ingin mengetahui bagaimana pengaruh Overhaul terhadap peningkatan ataupun penurunan pada unit turbin gas.

Sebelum dilakukan perhitungan unjuk kerja turbin gas, terlebih dahulu mencari dan menghitung properties tiap titik kemudian didapatkan analisis kerja kompresor, kerja turbin, konsumsi bahan bakar, back work ratio, efisiensi kompresor, efisiensi turbin, dan efisiensi siklus sebelum dan sesudah combustion inspection, turbine inspection dan major inspection.

Setelah dilakukan perhitungan didapatkan hasil efisiensi saat CI 2014 meningkat sebesar 0,42% , TI 2015 meningkat sebesar 0,44%, CI 2016 menurun 0,25%, dan MI 2017 meningkat sebesar 1,05%. Dengan kesimpulan bahwa Major Inspection memiliki pengaruh yang besar terhadap kenaikan efisiensi turbin gas.

Kata kunci : PLTGU, Combustion Inspection, Turbine Inspection, Major Inspection

**THE EFFECT OF THE COMBUSTION INSPECTION,
TURBINE INSPECTION AND MAJOR INSPECTION
TOWARD THE PERFORMANCE OF THE GAS TURBINE
UNIT 1.2 OF COMBINED CYCLE POWER PLANT
PT. PJB UP GRESIK**

Nama Mahasiswa : Ath Tholla'u Ahmad Aldium
NRP : 10211500000022
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.d

Abstract

PT. Pembangkitan Jawa-Bali is a company branch of PT Perusahaan Listrik Negara that owns Combined Cycle Power Plant (CCPP) unit. One of this kind is in Unit Pembangkitan Gresik. Pembangkitan Jawa-Bali Unit Pembangkit Gresik has 3 CCPP blocks. Continuous use of this unit leads to a decrease in its performance. Therefore, an Overhaul or Maintenance is required to keep the unit performance from decrease drastically. There are few Overhaul in gas turbine unit; Combustion Inspection, Turbine Inspection, and Major Inspection. The author wants to know the effect of Overhaul on gas turbine unit performance, whether it's increase or decrease.

Before calculation for gas turbine work be done, first calculate properties each state, then compressor work analysis, turbine work analysis, fuel consumption analysis, back work ratio, compressor efficiency, turbine efficiency, cycle efficiency before and after combustion inspection, turbine inspection, and major inspection.

After all aspect calculated, the result when CI 2014 is increasing with 0,42%, TI 2015 is increasing with 0,44%, MI 2016 is decreasing with 0,25%, and MI 2017 is increasing with 1,05%. And the conclusion is Major Inspection has a major effect on increasing gas turbine efficiency.

Keyword : CCPP, Combustion Inspection, Turbine Inspection, Major Inspection

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadirat Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasulullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis buku ini dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PENGARUH COMBUSTION INSPECTION, TURBINE INSPECTION, DAN MAJOR INSPECTION TERHADAP UNJUK KERJA TURBIN GAS UNIT 1.2 PLTGU PT. PJB UP GRESIK”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D.** Selaku Dosen pembimbing yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** Selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. **Bapak Ir. Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
4. **Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto** selaku dosen wali selama saya kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Bapak-/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.
6. **Alm. Bapak Ali Wahyudi dan Ibu Nur Chumaiyah** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga lain

penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.

7. **Saudara-saudara sepupu** yang telah memberikan dukungan, masukan, dan semangat kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
8. **Bapak Rudi** selaku pembimbing lapangan dan **bapak Puwasito** yang menemani saat pengambilan data, beserta seluruh karyawan PT. PJB UP GRESIK atas bantuan dan kepercayaan yang telah diberikan.
9. **Budi, Rohman, Wahyu, Ayyub, Sakti, dan Tia** selaku teman-teman se-dosen pembimbing yang telah membantu dan memberi semangat penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini.
10. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
11. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan beribu kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Saya sebagai makhluk Allah SWT, manusia biasa, saya menyadari bahwasannya penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, saya mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK INDONESIA.....	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan masalah	2
1.3 Tujuan Penulisan	3
1.4 Manfaat Penulisan	3
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Turbin Gas dan Komponennya.....	5
2.1.1 Pengertian Turbin Gas.....	5
2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas.....	6
2.1.3 Komponen Utama Turbin Gas.....	10
2.1.4 Komponen Penunjang Turbin Gas	16
2.2 Siklus pada Sistem Turbin Gas	18
2.2.1 Siklus Ericsson	18
2.2.2 Siklus Stirling.....	19
2.2.3 Siklus Brayton	19
2.3 Air Fuel Ratio, Specific Fuel Comsumption, dan Efisiensi.....	23
2.3.1 Air Fuel Ratio.....	23
2.3.2 Specific Fuel Comsumption	24
2.3.3 Efisiensi	25
2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas	25

2.5 Maintenance pada Turbin Gas	26
2.5.1 Pemeliharaan Tak Terencana	26
2.5.2 Pemeliharaan Terencana.....	27
BAB III METODOLOGI.....	35
3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir.....	35
3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	37
3.2.1 Studi Literatur.....	37
3.2.2 Observasi Lapangan	37
3.2.3 Perumusan Masalah.....	38
3.2.4 Pengumpulan Data	38
3.2.5 Konversi Data dan Perhitungan Properties.....	38
3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas.....	38
3.2.7 Pembuatan Grafik dan Analisa Hasil Grafik	39
3.2.8 Pembuatan Buku Laporan	39
BAB IV PEMBAHASAN DAN PERHITUNGAN.....	41
4.1 Data Hasil Pengamatan.....	41
4.2 Contoh Perhitungan Performa Turbin Gas Sebelum Combustion Inspection Unit 1.2 PLTGU PT. PJB UP Gresik.....	41
4.2.1 Perhitungan Properties pada Tiap Titik.....	41
4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas.....	51
4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 PLTGU PT. PJB UP Gresik.....	56
4.4 Grafik Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 PLTGU PT. PJB UP Gresik	56
4.4.1 Grafik Perbandingan Daya yang dibutuhkan Kompresor terhadap Macam-macam Inspection.....	57
4.4.2 Grafik Perbandingan Daya yang dihasilkan Turbin terhadap Macam-macam Inspection	58
4.4.3 Grafik Perbandingan Daya Netto terhadap Macam-macam Inspection	60
4.4.4 Grafik Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar yang dibutuhkan terhadap Macam-macam Inspection.....	61

4.4.5 Grafik Perbandingan Back Work Ratio terhadap Macam-macam Inspection.....	63
4.4.6 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin terhadap Macam-macam Inspection.....	64
4.4.7 Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor terhadap Macam-macam Inspection.....	65
4.4.8 Grafik Perbandingan Efisiensi Siklus Turbin Gas terhadap Macam-macam Inspection	66

BAB V KESIMPULAN.....	69
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	71

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin Gas	5
Gambar 2.2 Siklus Terbuka Turbin Gas	6
Gambar 2.3 Siklus Tertutup Turbin Gas	7
Gambar 2.4 Siklus Kombinasi Turbin Gas	8
Gambar 2.5 Turbin Gas Poros Tunggal	9
Gambar 2.6 Turbin Gas Poros Ganda	9
Gambar 2.7 Turbin Gas Aksial	10
Gambar 2.8 Turbin Gas Radial	10
Gambar 2.9 Komponen Utama pada Turbin Gas	11
Gambar 2.10 Turbin Gas Impuls dan Reaksi	16
Gambar 2.11 Siklus Brayton	19
Gambar 2.12 T-s Diagram dan P-v Diagram Siklus Brayton	20
Gambar 2.13 Siklus Overhaul Turbin Gas pada PLTGU PT. PJB UP Gresik	33
Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir ..	37
Gambar 4.1 Siklus Turbin Gas	42
Gambar 4.2 Heat Balance Turbin Gas PLTGU PT. PJB UP Gresik Unit 1.2	46
Gambar 4.3 Diagram T-s Turbin Gas	47
Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Daya Kompresor	57
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Daya Turbin	58
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Daya Netto	60
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar	61
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Back Work Ratio	63
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin	64
Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor	65
Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Efisiensi Siklus	66

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Properties Komponen Bahan Bakar.....	43
Tabel 4.2 Properties Komponena Bahan Bakar Setelah Dikalikan Prosenstase.....	44
Tabel 4.3 Properties Natural Gas dan Udara.....	45
Tabel 4.4 Data Performance Test Sebelum Combustion Inspection Tahun 2014.....	45
Tabel 4.5 Data Performance Test Sebelum Combustion Inspection Tahun 2014 Setelah Dikonversikan	46
Tabel 4.6 Data Hasil Perhitungan Sebelum dan Sesudah Combustion, Turbine, dan Major Inspection.....	56

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada zaman modern seperti ini, masyarakat banyak yang menggunakan peralatan elektronik seperti handphone, TV, laptop, komputer, kulkas, AC dan lain sebagainya. Penggunaan alat elektronik tersebut pasti membutuhkan energi listrik yang sangat banyak, untuk memenuhi kebutuhan listrik penggunaan alat elektronik maka pembangunan pembangkit listrik terus dilakukan sejalan dengan program pemerintah yang mempercepat pembangunan pembangkit listrik sebesar 35.000 MW di berbagai tempat di Indonesia salah satunya dengan membangun pembangkit listrik dengan tenaga gas dan uap atau yang dikenal dengan PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap). Pada kenyataannya PLTGU memang bukan pembangkit listrik tenaga dengan bahan bakar energi terbarukan, namun PLTGU merupakan siklus yang paling efisien dalam bahan bakar fosil.

PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap) merupakan gabungan dari PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas) dan PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) dimana panas sisa dari pembakaran untuk menggerakkan turbin gas dipakai untuk memanaskan air pada HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) yang kemudian menjadi uap yang bertekanan, sehingga dapat memutar sudu turbin uap. Pada suatu sistem pembangkit di PLTGU terdapat berbagai macam komponen yaitu kompresor, combustor, turbin, HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) dan generator. PLTGU sendiri mengadopsi dua siklus sekaligus yaitu siklus Brayton dan

siklus Rankine atau lebih dikenal dengan siklus kombinasi (*Combined Cycle Power Plant*).

Dalam satu blok PLTGU terdiri dari 3 PLTG, 3 HRSG dan sebuah PLTU. Jika komponen-komponen tersebut digunakan secara terus menerus, maka secara tidak langsung akan mempengaruhi performa atau unjuk kerja dan umur komponen itu sendiri. Hal ini akan berpengaruh langsung terhadap tingkat efisiensi pembangkit. Jika efisiensi rendah maka perbandingan biaya operasional tidak sebanding dengan jumlah produksinya.

Oleh karena itu diperlukan adanya overhaul, yaitu proses untuk memperbaiki kinerja dari setiap komponen yang terdapat pada PLTGU. Overhaul sendiri dibagi 3, yaitu *Simple Inspection (Combustion Inspection)*, *Middle Inspection (Turbine Inspection)* dan *Serious Inspection (Major Inspection)*.

Dengan demikian penulis ingin mengetahui pengaruh *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection* terhadap kenaikan unjuk kerja atau efisiensi turbin gas.

Dan penulis juga dapat mengetahui berapa nilai kenaikan atau penurunan unjuk kerja atau efisiensi turbin gas sebelum dan sesudah *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection*.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang diangkat pada tugas akhir ini adalah :

1. Bagaimana pengaruh *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection* terhadap unjuk kerja atau efisiensi turbin gas.

2. Berapa persen perubahan unjuk kerja atau efisiensi turbin gas sebelum dan sesudah *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection*.

1.3 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui performance sebelum dan sesudah *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection*. Yang terdiri dari perhitungan :
 - a. Daya Kompresor
 - b. Daya Turbin
 - c. Daya Netto
 - d. Specific Fuel Consumption
 - e. Back Work Ratio
 - f. Efisiensi Kompresor
 - g. Efisiensi Turbin
 - h. Efisiensi Siklus

1.4 Manfaat Penulisan

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini sendiri adalah :

1. Menambah pengetahuan dan wawasan mengenai PLTGU khususnya dalam bidang turbin gas
2. Sebagai bahan masukan dan infoermasi bagi para pembaca mengenai turnin gas
3. Dari hasil analisa ini diharapkan dapat menjadi masukan bagi perusahaan PT. PJB UP Gresik

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Perhitungan kerja dan efisiensi, menggunakan data kerja dari PT. PJB UP. Gresik

2. Data yang diambil merupakan data sebelum dan sesudah *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection*.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini terbagi menjadi beberapa bab yaitu sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Bab ini menjelaskan latar belakang, rumusan masalah, maksud dan tujuan, batasan masalah, manfaat serta sistematika penulisan.

Bab II Dasar Teori

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dari berbagai referensi yang terdiri dari persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja turbin gas, komponen-komponen turbin gas, perhitungan performa turbin gas dalam analisis termodinamika.

Bab III Metodologi

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

Bab IV Perhitungan dan Pembahasan

Bab ini terdiri dari perhitungan unjuk kerja dari siklus turbin gas atau siklus Brayton serta efisiensinya dengan analisis termodinamika dan perbandingannya sebelum dengan sesudah *Combustion Inspection*, *Turbine Inspection*, dan *Major Inspection*.

Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi kesimpulan dari hasil perhitungan, perbandingan dan pembahasan yang telah dilakukan di bab sebelumnya dan saran untuk operasi dan maintenance unit.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Turbin Gas dan Komponennya

2.1.1 Pengertian Turbin Gas

Turbin adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetik yang diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis. Fluida kerjanya dapat berupa air, udara panas ataupun uap air (steam).

Adapun turbin gas adalah mesin penggerak mula yang fluida kerjanya adalah gas bertekanan tinggi. Turbin gas bekerja dengan cara mengubah energi kinetik dari gas bertekanan menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan sudu turbin yang menempel pada poros. Poros tersebut dikopel dengan generator, akibat energi mekanik perputaran poros akan menggerakkan generator yang mengubahnya menjadi energi listrik.



Gambar 2.1 Turbin Gas^[9]

Bagian turbin yang berputar disebut rotor dan bagian turbin yang diam disebut stator. Turbin merupakan

salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin.

Oleh sebab itu didalam sistem turbin gas terjadi tiga proses untuk memproduksi energi, yaitu :

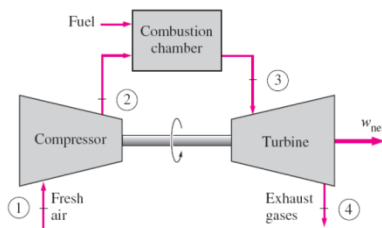
1. Proses kompresi udara
2. Proses pembakaran udara dan bahan bakar
3. Proses ekspansi gas hasil pembakaran

2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

a. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

1. Siklus Terbuka (Open Cycle)

Sebuah turbin gas dengan siklus terbuka terdiri dari kompresor, ruang bakar, dan turbin. Kompresor menghisap udara ambien dan menaikkan tekanannya. Kalor ditambahkan dengan cara membakar udara bertekanan dengan bahan bakar. Suhu pada tahapan ini akan meningkat. Udara dan bahan bakar yang dibakar menjadi gas yang bertekanan dan bersuhu tinggi.



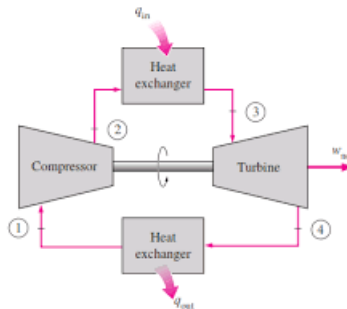
Gambar 2.2 Siklus Terbuka Turbin Gas^[9]

Gas bertekanan kemudian mengekspan turbin sehingga menghasilkan energi mekanik.

Selanjutnya daya yang dihasilkan oleh turbin digunakan untuk menggerakkan kompresor dan peralatan bantu lainnya dan sisanya digunakan untuk memutar generator yang menghasilkan energi listrik. Karena udara ambien masuk ke kompresor dan gas yang keluar dari turbin dibuang ke atmosfer, media kerja harus digantikan terus menerus.

2. Siklus Tertutup (Closed Cycle)

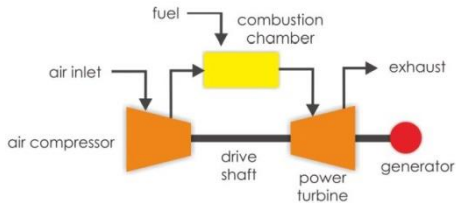
Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas sisa hasil dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk dikompresikan kembali, tetapi sebelum



Gambar 2.3 Siklus Tertutup Turbin Gas^[9]

3. Siklus Kombinasi (Combined Cycle)

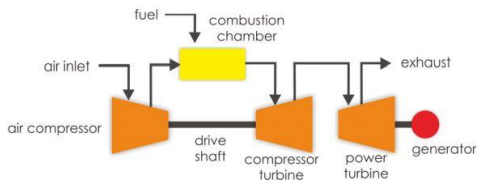
Siklus kombinasi ini sangat memperhatikan efisiensi dan penghematan energi. Apabila pada siklus terbuka gas sisa hasil pembakaran yang masih memiliki temperatur



Gambar 2.5 Turbin Gas Poros Tunggal^[9]

2. Turbin Gas Berporos Ganda (Multi Shaft)

Turbin gas digunakan untuk menahan beban dan torsi yang bervariasi dan terdapat dua turbin yaitu high pressure turbine dan low pressure turbine. Poros pertama terdapat turbin tekanan tinggi yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. Turbin tekanan rendah digunakan untuk memutar generator.



Gambar 2.6 Turbin Gas Poros Ganda^[9]

c. Klasifikasi Turbin Gas Menurut Arah Alirannya

1. Turbin Aksial

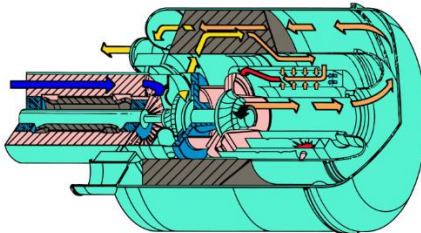
Disebut turbin axial karena arah aliran fluida kerjanya sejajar terhadap poros turbin. Penggunaan turbin gas axial dapat ditemukan pada pembangkit listrik dan pesawat modern.



Gambar 2.7 Turbin Gas Axial^[3]

2. Turbin Radial

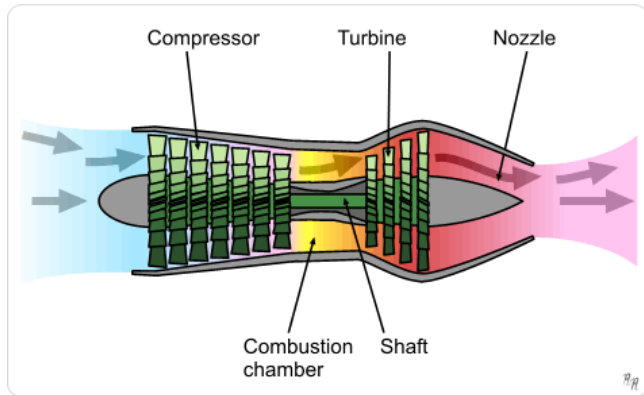
Disebut turbin radial karena arah aliran fluida kerjanya tegak lurus terhadap poros turbin. Penggunaan turbin gas jenis ini dapat ditemukan pada pesawat kecil jaman dulu.



Gambar 2.8 Turbin Gas Radial^[4]

2.1.3 Komponen Utama pada Turbin Gas

Komponen utama pada sistem turbin gas dapat ditunjukkan seperti pada gambar



Gambar 2.9 Komponen Utama pada Turbin Gas^[5]

1. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer kemudia mengkompresikannya hingga pada tekanan tertentu. Kompresor dapat dibedakan berdasarkan arah alirannya.

a. Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal banyak dipakai pada sistem turbin gas yang relatif berukuran kecil. Kompresor sentrifugal ini terdiri dari impeler yang tersimpan dalam suatu rumah (casing) yang berbentuk diffuser. Udara dihisap kedalam impeler yang berputar dengan cepat. Kemudian disalurkan hingga tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi pada diffuser stasioner. Penurunan kecepatan udara atau energi kinetik mengakibatkan kenaikan melalui impeler yang lebih dari dua tingkat pada turbin gas.

b. Kompresor Aliran Aksial

Kompresor ini dinamakan kompresor aksial karena fluida kerja mengalir sejajar terhadap porosnya. Tidak seperti kompresor sentrifugal, kompresor aksial membutuhkan banyak tingkat untuk mendapat udara bertekanan tinggi. Tiap tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang terpasang pada rumah kompresor. Sebagai perbandingan dengan kompresor sentrifugal, kompresor aliran aksial bisa mencapai 15 tingkat untuk menghasilkan tekanan operasi yang diinginkan.

2. Ruang Bakar (Combustion Chamber)

Udara bertekanan dari kompresor akan masuk menuju ruang bakar atau combustion chamber atau combustor. Didalam combustor, oksigen yang terkandung pada udara akan bereaksi dengan bahan bakar sehingga menghasilkan panas. Panas tersebut diserap oleh komponen pada udara yang tersisa seperti nitrogen, sehingga udara hasil pembakaran mengalami semacam pemuaiian secara cepat. Pada instalasi ruang bakar deapat terdiri dari beberapa bagian, diantaranya adalah :

a. Rumah Ruang Bakar untuk Pembakaran (Casing)

Merupakan tempat terjadinya seluruh proses pembakaran. Fungsinya sebagai tempat pencampuran antara udara yang telah dikompres dengan bahan bakar yang masuk.

b. Ruang Bakar Utama (Combustion Liner)

Merupakan komponen yang terdapat didalam combustion chamber yang berfungsi

sebagai tempat bahan bakar dan udara dicampur serta merupakan tempat berlangsungnya pembakaran. Bagian ini memiliki sirip-sirip sebagai tempat masuknya udara kedalam combustor dan juga berfungsi untuk mendinginkan combustion liner itu sendiri.

c. Pemantik Nyala Api (Ignitor)

Komponen ini fungsinya hampir sama seperti busi pada motor bakar. Ignitor berfungsi sebagai pemantik api sehingga proses pembakaran dapat terjadi. Ignitor menggunakan arus listrik bertegangan tinggi untuk menciptakan percikan bunga api dan hanya digunakan pada proses penyalaan turbin gas, jika api di dalam ruang bakar sudah menyala maka ignitor akan mati secara otomatis.

d. Nozzle (Injector)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk menyeprotkan bahan bakar gas kedalam combustion liner dan bercampur dengan udara.

Fuel nozzle terdapat pada ujung combustion chamber dan masuk ke combustion liner. Fungsi dari fuel nozzle ini adalah untuk mengkabutkan bahan bakar dan mengarahkannya ke reaction zone pada ruang bakar.

Zona pembakaran pada combustor ada tiga yaitu :

- Zona Utama (Primary Zone)

Primary zone merupakan daerah dimana udara berdifusi dengan udara dari kompresor untuk membentuk campuran udara dan bahan

bakar yang siap terbakar yang dipantik oleh ignitor.

- Zona Kedua (Secondary Zone)
Secondary zone adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran dari primary zone
- Zona Reduksi Temperatur (Dilution Zone)
Dilution zone merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran hingga keadaan yang diinginkan pada saat masuk first stage nozzle.

3. Turbin

Turbin merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor dan perlengkapan lainnya. 60% dari daya turbin akan digunakan untuk memutar kompresor dan sisanya digunakan untuk menggerakkan generator. Turbin gas memiliki rasio kompresi 0,5 sehingga efisiensi yang dihasilkan adalah efisiensi yang paling baik diantara mesin-mesin pembakaran dalam yang lain. Tidak salah apabila turbin jenis ini adalah yang paling banyak digunakan di berbagai kebutuhan termasuk untuk pembangkit listrik.

Turbin yang paling sederhana terdiri dari bagian yang berputar atau sering disebut rotor, yang terdiri dari sebuah poros atau shaft dengan sudu-sudu atau blade yang terpasang pada poros tersebut. Rotor tersebut berputar akibat dari tumbukan aliran fluida atau berputar sebagai reaksi dari aliran fluida tersebut. Berdasarkan putaran rotor itulah turbin terbagi atas 2

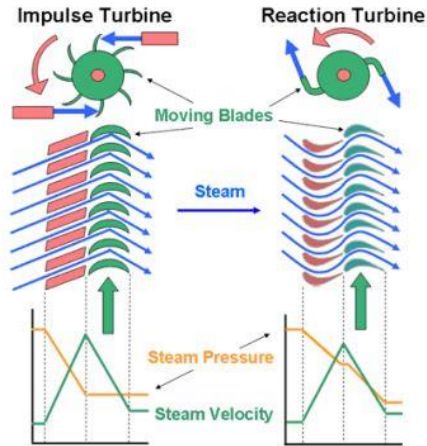
jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi seperti ditunjukkan gambar

a. Turbin Impuls

Turbin ini merubah arah dari aliran fluida berkecepatan tinggi menghasilkan putaran impuls dari turbin dan penurunan energi kinetik dari aliran fluida. Tidak ada perubahan tekanan yang terjadi pada fluida, dan penurunan tekanan terjadi pada nozzle

b. Turbin Reaksi

Turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan atau massa fluida. Tekanan dari fluida berubah pada saat melewati sudu rotor. Pada turbin jenis ini diperlukan semacam sudu pada casing untuk mengontrol fluida kerja seperti yang bekerja pada turbin tipe multistage atau turbin ini harus terendam penuh pada fluida kerja.



Gambar 2.10 Turbin Gas Impuls dan Turbin Reaksi^[6]

2.1.4 Komponen Penunjang Turbin Gas

Ada beberapa komponen penunjang sistem turbin gas, antara lain :

1. Starting Equipment

Berfungsi untuk melakukan start up sebelum turbin bekerja. Jenis-jenis starting equipment yang umumnya digunakan pada unit turbin gas adalah :

- a. Diesel Engine
- b. Induction Motor
- c. Gas Expansion Turbine

2. Coupling dan Accessory Gear

Berfungsi untuk menyalurkan daya putaran dari poros yang bergerak ke poros yang akan digerakkan. Ada tiga jenis kopling yang digunakan, yaitu :

- a. Jaw Clutch : menghubungkan starting turbine dengan accessory gear dan rotor turbin
- b. Accessory Gear Coupling : menghubungkan accessory gear dengan rotor turbin.
- c. Load Coupling : menghubungkan rotor turbin dengan kompresor beban

3. Fuel System

Bahan bakar yang digunakan berasal dari fuel gas syste dengan tekanan 15 kg/cm^2 . Fuel gas yang digunakan harus bebas dari cairan kondensat dan partikel-partikel padat. Untuk mendapatkan kondisi tersebut maka sistem ini dilengkapi dengan knock out drum yang berfungsi untuk memisahkan cairan-cairan yang masih terdapat pada fuel gas.

4. Lube Oil System

Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada setiap komponen sistem turbin gas. Lube oil disirkulasikan pada bagian-bagian utama turbin gas dan trush bearing juga untuk accessory gear dan yang lainnya. Lube oil system terdiri dari:

- a. Oil Tank (Lube Oil Reservoir)
- b. Oil Quantity
- c. Pompa
- d. Filter System
- e. Valving System
- f. Piping System
- g. Instrumen untuk Oil

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai lube oil guna keperluan lubrikasi, yaitu:

- a. Main Lube Oil Pump, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh HP shaft pada gear box yang mengatur tekanan discharge lube oil.
 - b. Auxiliary Lube Oil Pump, merupakan pompa lube oil yang digerakkan oleh tenaga listrik, beroperasi apabila tekanan dari main pump turun.
 - c. Emergency Lube Oil Pump, merupakan pompa yang beroperasi jika kedua pompa diatas tidak mampu menyediakan lube oil
5. Cooling System

Sistem pendingin yang digunakan pada turbin gas adalah air dan udara. Udara dipakai untuk mendinginkan berbagai komponen pada section dan bearing. Komponen-komponen utama dari cooling system adalah:

- a. Off base Water Cooling Unit
- b. Lube Oil Cooler
- c. Main Cooling Water Pump
- d. Temperatur Regulation Valve
- e. Auxiliary Water Pump
- f. Low Cooling Water Pressure Swich

2.2 Siklus pada Sistem Turbin Gas

Siklus pada sistem turbin gas yang biasa dikenal yaitu

2.2.1 Siklus Ericsson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat kembali ke titik awal (reversible) yang terdiri dari dua proses isothermis (reversible isothermis) dan dua proses isobarik (reversible isobaric). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung didalam siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

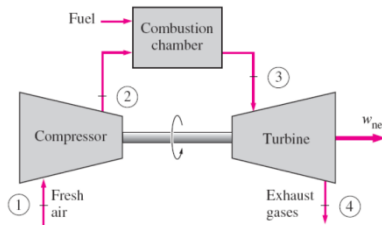
$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_1}{T_1} \quad [1]$$

2.2.2 Siklus Stirling

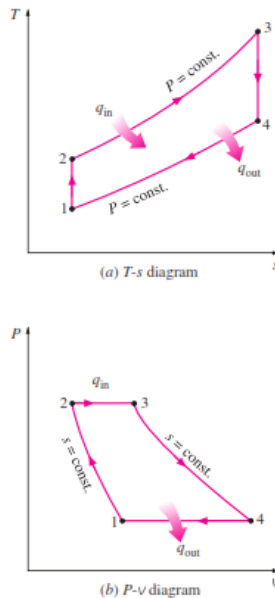
Merupakan siklus mesin kalor reversible, yang terdiri dari dua proses isotermis reversible dengan volume tetap (isovolume). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericsson.

2.2.3 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus Brayton adalah siklus yang sangat populer digunakan untuk sistem turbin gas oleh pembuat mesin turbin atau manufacturer dalam analisa untuk upgrading performance. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Brayton tiap-tiap proses dapat dianalisa secara :



Gambar 2.11 Siklus Brayton^[9]



Gambar 2.12 T-s Diagram dan P-v Diagram Siklus Brayton^[7]

- Proses 1-2 Kompresi Isentropik

Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit.

Pada proses ini tidak terjadi perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

Karena proses 1-2 merupakan proses isentropik, maka :

$$\frac{P_1^{k-1}}{T_1^k} = \frac{P_2^{k-1}}{T_2^k}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^k = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [1]$$

Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor, dalam hal ini sebagai berikut :

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara}(h_2 + h_1) \quad [1]$$

- Proses 2-3 Pembakaran Isbarik

Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (qin), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. Suatu bentuk sederhana dari persamaan tingkat keadaan gas ideal diperoleh apabila Cp konstan, dalam hal ini juga diketahui bahwa Cv juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$P_v = RT$$

$$u_3 = C_v \times T_3$$

$$h_3 = C_p \times T_3 \quad [8]$$

Dengan mengasumsikan tidak ada loss pada perpindahan kalor dalam artian kalor teresap secara sempurna dan pada gas turbine tidak ada energi yang dibangkitkan. Kestimbangan massa dan energi pada kondisi steady state tunak volume atur sebagai berikut :

$$0 = Q_{cv} + W + \dot{m} \left[h_{in} - h_{out} + \frac{V_{in}^2 - V_{out}^2}{2} \right] + [g(Z_{in} - Z_{out})]$$

Dengan Q_{cv} merupakan masukan Q yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan bahan bakar didapat dari persamaan :

$$\dot{m}_{bahanbakar} = Q_{bb} \times \rho_{bb}$$

Jadi, dari persamaan diatas dapat diperoleh :

$$Q_{in} = \dot{m}_{bahanbakar} \left(\frac{GHV}{\rho_{bb}} \right)$$

- Proses 3-4 Ekspansi Adiabatik

Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik (baca artikel berikut). Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan

menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.

$$\frac{P_3^{k-1}}{T_3^k} = \frac{P_4^{k-1}}{T_4^k}$$

$$\left(\frac{T_3}{T_4}\right)^k = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [8]$$

Kerja yang dihasilkan turbin adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar}) \times (h_3 - h_4) \quad [11]$$

- Proses 4-1 Pembuangan Kalor

Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi.

$$P_v = RT$$

$$u_4 = C_v \times T_4$$

$$h_4 = C_p \times T_4 \quad [8]$$

2.3 Air Fuel Ratio, Specific Fuel Consumption, dan Efisiensi pada Turbin Gas

2.3.1 Air Fuel Ratio

Bahan Bakar (natural gas) yang hendak dimasukkan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan

bunga api dari spark plug. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya udara (O^2), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau natural gas yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar sangat dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar. Perbandingan udara dan bahan bakar dinyatakan dalam bentuk volume atau berat dari bagian udara dan natural gas. Air Fuel Ratio adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar. Merupakan komposisi campuran natural gas dan udara. Misalkan AFR bernilai 14,7 artinya campuran terdiri dari 1 natural gas dan 14,7 udara biasa disebut Stoichiometry. Air fuel ratio dapat dicari menggunakan persamaan :

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}}$$

2.3.2 Specific Fuel Consumption

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Di mesin piston, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/poros tenaga kuda. Dalam mesin turbin gas, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/dorongan. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum. Nilai SFC menurun dengan tinggi saat dalam kondisi suhu dingin.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar}}{W_{nett}}$$

2.3.3 Efisiensi

1. Efisiensi Kompresor

$$\eta_{kompresor} = \frac{W_{kompresor\ ideal}}{W_{kompresor\ aktual}} \quad [1]$$

2. Efisiensi Turbin

$$\eta_{turbin} = \frac{W_{turbin\ aktual}}{W_{turbin\ ideal}} \quad [1]$$

3. Efisiensi Siklus

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{nett}}{Q_{in}} \times 100\% \quad [1]$$

4. Efisiensi Generator

$$\eta_{generator} = \frac{beban}{\dot{W}_{nett}} \times 100\% \quad [2]$$

2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistem turbin gas adalah sebagai berikut :

1. Pemampatan (Kompresi) udara dihisap lalu dimampatkan oleh kompresor
2. Pembakaran (Combustion) udara bertekanan dicampur dengan bahan bakar dan dibakar di dalam ruang bakar.
3. Pemuaiian (expansion) gas hasil pembakaran dan kemudian mengalir keluar melalui nozzle.
4. Pembuangan (exhaust) gas hasil pembakaran yang dikeluarkan melalui saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal, akan terjadi kerugian yang dapat menyebabkan penurunan daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan mengakibatkan turunnya performa turbin gas. Kerugian dapat terjadi pada komponen-komponen pada sistem turbin gas. Adapun sebab terjadinya kerugian adalah :

1. Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan di ruang bakar
2. Adanya kerja berlebih sehingga menyebabkan terjadinya gesekan antara bearing dengan udara saat proses kompresi
3. Berbuahnya nilai Cp dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja.
4. Adanya mechanical losses, dsb

Untuk memperkecil kerugian, kita dapat atasi dengan melakukan perawatan/maintenance secara teratur.

2.5 Maintenance pada Turbin Gas

Secara umum maintenance dapat dibagi menjadi dua yaitu :

2.5.1 Pemeliharaan Tak Terencana

Jenis pemeliharaan yang tidak direncanakan sebelumnya yang dilakukan karena ada laporan dari operator bahwa terdapat suatu kelainan pada suatu peralatan sehingga diperlukan perbaikan, meliputi :

1. ***First Line Maintenance (FLM)***

FLM adalah kegiatan pemeliharaan yang dilakukan saat unit sedang beroperasi dan dilaksanakan pada satu periode shift. Kegiatan FLM adalah semua kegiatan Corrective Maintenance yang ringan sehingga dapat dilakukan sendiri oleh unit produksi dengan bekal peralatan sederhana (obeng, kunci inggris dan lainnya).

2. ***Emergency Maintenance (EM)***

Pemeliharaan ini dilakukan apabila terjadi suatu kegagalan atau kerusakan yang menyebabkan unit pembangkit tidak dapat beroperasi, yang merupakan keadaan darurat sehingga perlu segera diperbaiki oleh tenaga pemeliharaan.

3. *Corrective Maintenance (CM)*

Pemeliharaan yang dilakukan untuk mengembalikan peralatan yang tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Untuk kegiatan corrective repair yang besar dengan lingkup kerja dan biaya besar akan ditanggapi oleh Unit Bisnis Pemeliharaan.

Bila kerusakan teridentifikasi oleh bagian unit produksi (kerusakan tak terencana), maka kerusakan tersebut akan segera ditangani dengan cara mengidentifikasi secara detail tentang kerusakan, bila kerusakan yang terjadi kecil unit produksi akan melakukan first line maintenance, apabila kerusakan besar dan dibutuhkan pekerjaan khusus maka akan dihubungkan

4. *Repair / Rehabilitasi (RP)*

Suatu pemeliharaan yang dilakukan karena terjadinya kerusakan peralatan sehingga berakibat kegagalan fungsi dari peralatan tersebut. Pada perbaikan ini, peralatan yang mengalami kerusakan harus diganti dengan yang baru atau dengan mengganti spare part utamanya.

2.5.2 Pemeliharaan Terencana

1. *Preventive Maintenance (PRM)*

Pemeliharaan rutin ini dilakukan berdasarkan interval waktu (hari, minggu, bulan, jam operasi) yang telah ditetapkan lebih dulu untuk mengurangi kemungkinan dari suatu item peralatan mengalami kondisi yang tidak diinginkan.

2. *Predictive Maintenance (PDM)*

Pemeliharaan ini dilakukan atas dasar hasil diagnosa atau condition monitoring serta kajian failure

analysis berdasarkan timbulnya suatu gejala kerusakan yang dapat diketahui secara dini, sehingga pemeliharaan dapat dilakukan tepat sebelum terjadinya kerusakan

3. **Overhaul (OH)**

Pemeliharaan terjadwal yang menyeluruh terhadap semua peralatan sistem yang termasuk dalam satu paket inspection untuk mengembalikan pada kondisi dan performa semula. Pada PT. PJB UP. Gresik membagi kegiatan Overhaul dalam 3 jenis inspeksi yaitu combustion inspection, turbine inspection dan major inspection.

a. Combustion Inspection

Combustion Inspection dikenal juga dengan Simple Inspection karena difokuskan untuk melakukan pengecekan terhadap combustor. Perawatan yang dilakukan adalah pembersihan atau penggantian (roll in & roll out) pada pipa nozzle, nozzle gas dan minyak, combustor, transition piece, manhole, dan igniter.

Adapun yang dilakukan adalah :

1. Disassembly :

- i. Melepas fuel gas & oil nozzle dan nozzle holder
- ii. Buka manhole turbin
- iii. Buka combustor shell (basket, cross flame, manhole coupling)
- iv. Buka transition piece
- v. Rubbing check

2. Inspection, Cleaning, dan Repair :

- i. Pembersihan fuel gas & oil nozzle

- ii. Visual inspection
 - iii. Periksa vane segment
 - iv. Roll in & roll out transition piece
 - v. Pembersihan dan pengecekan IGV
3. Assembly
- i. Memasang transition piece & alignment
 - ii. Memasang combustor basket
 - iii. Memasang fuel gas & oil nozzle
 - iv. Pasang manhole turbin
- b. Turbine Inspection

Turbine Inspection biasa disebut juga Middle Inspection karena difokuskan untuk melakukan pengecekan terhadap turbin dan pengecekan combustor. Perawatan yang dilakukan adalah pembersihan dan pelumasan bearing serta penggantian sudu-sudu, vane segment dan seal housing jika diperlukan. Perawatan juga dilakukan pada komponen-komponen lain yang mengindikasikan penurunan kinerja pada PLTGU.

Adapun yang dilakukan adalah :

1. Disassembly, Inspection dan Repair :
- i. Membuka manhole turbin gas
 - ii. Disassembly fuel nozzle
 - iii. Membongkar casing turbin
 - iv. Bongkar exhaust cylinder
 - v. Bongkar combustor basket & cross flame tube
 - vi. Bongkar transition piece

- vii. Bongkar blade, blade ring upper lower 1,2,3,4
 - viii. Check and cleaning blade ring, vane segment 1,2,3,4 & seal housing 2,3,4
 - ix. Bongkar vane segment row 1,2
2. Assembly :
- i. Pasang turbin blade row 1,2,3,4 roll in roll out
 - ii. Pasang vane segment 1,2 roll in roll out
 - iii. Pasang blade ring upper lower row 1,2,3,4
 - iv. Pasang transition piece
 - v. Pasang exhaust cylinder
 - vi. Pasang turbin casing
 - vii. Pasng combuster basket
 - viii. Tutup manhole GT
 - ix. Pasang fuel nozzle

c. Major Inspection

Major Inspection disebut juga Serious Inspection. Perawatan ini adalah perawatan yang memakan waktu paling lama dan paling menyeluruh dibandingkan dengan perawatan sebelumnya. Didalam major inspection dilakukan pengecekan dan pembersihan seperti pada combustion inspection serta turbine inspection dan juga dilakukan penggantian bearing thrust dan journal bearing apabila diperlukan serta penggantian sudu-sudu kompresor, vane segment kompresor. Rotor turbin diangkat total untuk dibersihkan dan diperiksa lagi keadaannya secara

menyeluruh. Perawatan ini memerlukan waktu hingga 1 bulan.

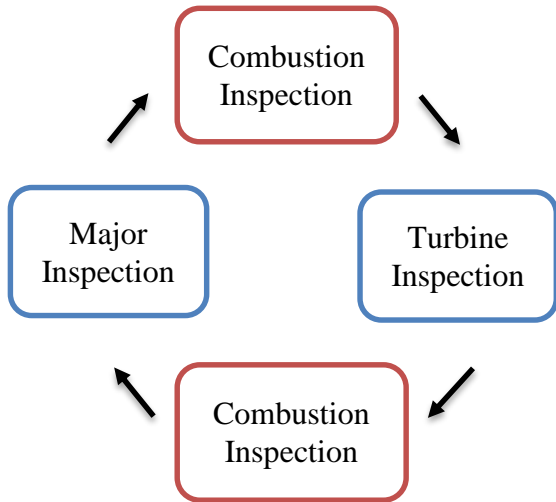
Adapun yang dilakukan adalah :

1. Disassembly :

- i. Membuka manhole GT
- ii. Bongkar inlet casing, IGV
- iii. Bongkar fuel nozzle
- iv. Bongkar turbin casing
- v. Bongkar combustor basket & cross flame tube
- vi. Bongkar transition piece
- vii. Check, cleaning comb. Basek & cross flame tube
- viii. Check, cleaning transition piece
- ix. Bongkar upper blade ring & seal ring 1,2,3,4
- x. Bongkar vane segment, ring segment 1,2,3,4 upper
- xi. Bongkar casing compressor upper
- xii. Bongkar exhaust cylinder
- xiii. Bongkar turbin bearing 1,2 upper & thrust
- xiv. Bongkar seal housing
- xv. Angkat rotor turbin kompresor
- xvi. Angkat lower blade ring & seal ring 1,2,3,4
- xvii. Bongkar vane segment & ring segment 1,2,3,4 lower
- xviii. Bongkar baffle segment 2,3,4
- xix. Angkat lower diaph. Compressor
- xx. Inspeksi vane segment dan ring segment

- xxi. Cleaning dan pemerikasdaan blade ring 1,2,3,4
- xxii. Bongkar, periksa, cleaning diaph. Compressor lower dan upper
- xxiii. Periksa dan cleaning bearing 1,2
- xxiv. Periksa dan bersihkan seal housing
- 2. Pemeriksaan, dan Pembersihan Rotor :
 - i. Rotor cleaning
 - ii. Remove turbine blade row 1,2,3,4
 - iii. Pemeriksaan blade turbin
 - iv. Roll in roll out blade turbin
 - v. Finishing dan re-cleaning rotor
- 3. Assembly :
 - i. Pasang vane segment & ring 1,2,3,4 roll in roll out
 - ii. Pasang baffle 2,3,4
 - iii. Seal housing dipasang
 - iv. Pasang kompresor diafragma lower
 - v. Turbine bearing lower
 - vi. Blade ring lower
 - vii. Pasang rotor (install rotor)
 - viii. Pasang turbin bearing upper & thrust
 - ix. Pasang blade ring upper
 - x. Pasang vane segment & ring upper
 - xi. Pasang kompresor casing
 - xii. Pasang comb. Basket & cross flame tube
 - xiii. Pasang turbin casing
 - xiv. Paasang fuel nozzle
 - xv. Pasang inlet casing, IGV
 - xvi. Tutup manhole GT

Siklus overhaul dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.13 Siklus Overhaul Turbin Gas pada PLTGU PT. PJB UP Gresik

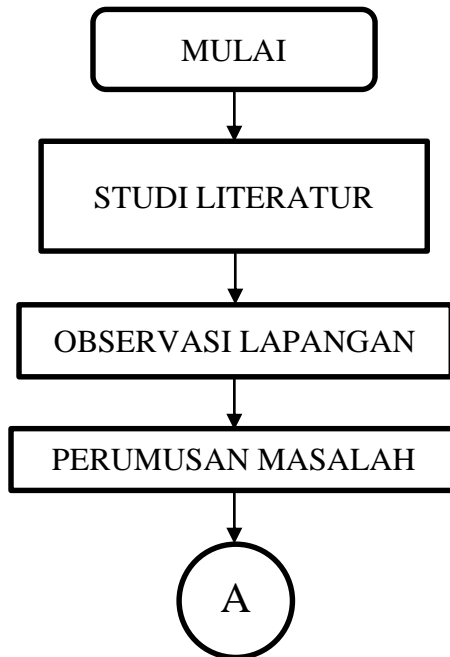
(halaman ini sengaja dikosongkan)

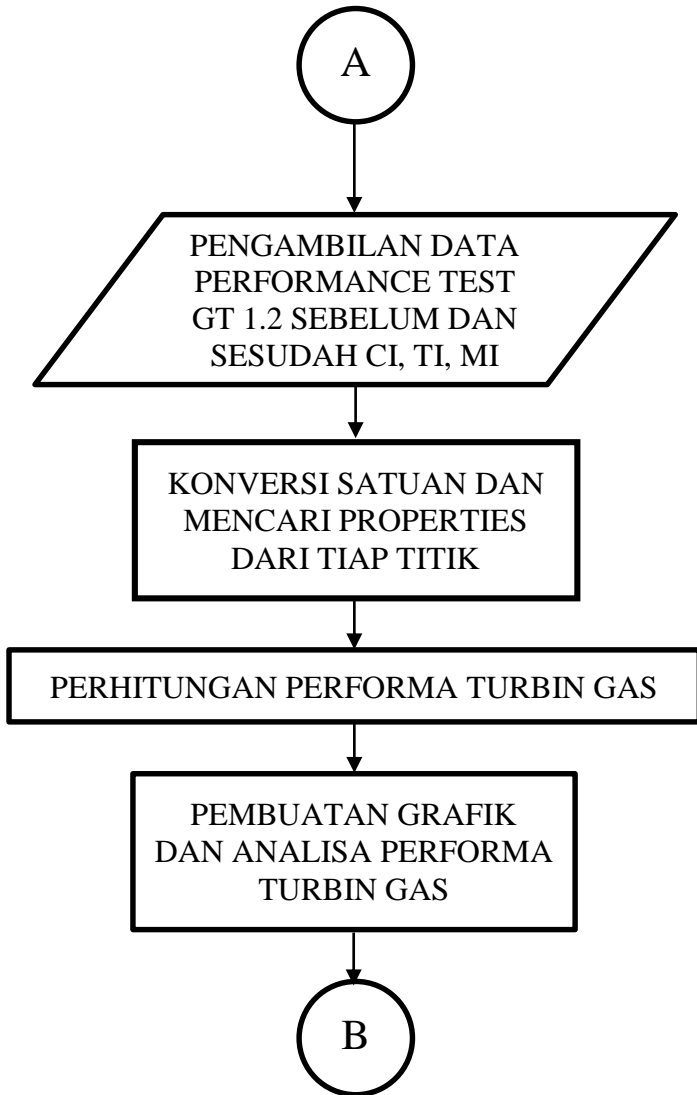
BAB III METODOLOGI

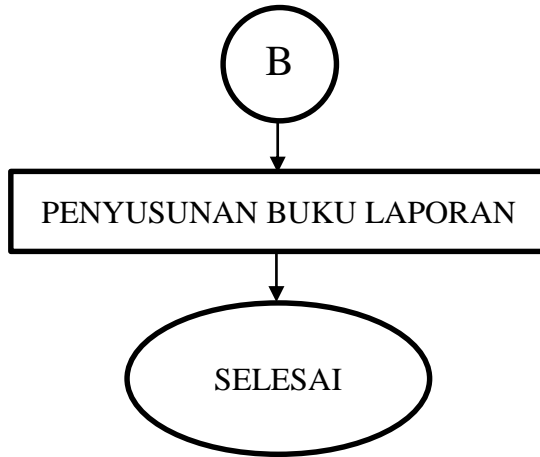
3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan beberapa tahapan yang digambarkan pada diagram alir berikut :

:







Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Tugas akhir analisis termodinamika untuk mengetahui pengaruh berbagai macam inspection atau overhaul terhadap performa turbin gas unit 1.2 PT. PJB UP Gresik. Dalam penyelesaiannya memiliki metodologi dan tahapan sebagai berikut :

3.2.1 Studi Literatur

Dalam studi Literatur ini dipelajari berbagai buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada dalam PT. PJB UP Gresik maupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tugas akhir ini

3.2.2 Obsevasi Lapangan

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan untuk mengetahui adanya permasalahan pada keadaan aktual yang nantinya dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir.

Turbin gas adalah topik yang dianalisa pada tugas akhir ini dan analisa dilakukan pada performa turbin gas secara termodinamika.

3.2.3 Perumusan Masalah

Setelah mencari berbagai literature dan observasi pada PLTGU PT PJB UP Gresik, langkah selanjutnya adalah merumuskan masalah secara spesifik dengan bahasan dan objek penelitian tugas akhir turbin gas PLTGU GT 1.2. Tugas akhir ini mengangkat masalah pengaruh berbagai macam inspection atau overhaul terhadap performa turbin gas unit 1.2 PT. PJB UP Gresik

3.2.4 Pengumpulan Data

Pada tahap ini, data dikumpulkan dari berbagai sumber informasi analisis unjuk kerja GT 1.2 yang ada pada PLTGU PT. PJB UP Gresik

3.2.5 Konversi Data dan Perhitungan Properties

Pada tahap ini dilakukan konversi satuan dari data-data yang telah dikumpulkan ke dalam satuan yang umum digunakan untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara termodinamika pada tiap titik (state) untuk mendapatkan data properties yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung unjuk kerja turbin gas

3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas

Setelah dilakukan konversi dan didapatkan data properties pada masing-masing titik. Maka selanjutnya adalah perhitungan performa turbin gas dengan menggunakan data daripada properties tersebut. Perhitungan performa tersebut antara lain daya turbin, daya kompresor, daya netto, konsumsi bahan bakar, efisiensi turbin, efisiensi kompresor, dan efisiensi siklus.

3.2.7 Pembuatan Grafik dan Analisa Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas

Setelah didapatkan data performa turbin gas. Selanjutnya data-data tersebut disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Pengeplotan ini berguna untuk mempermudah pembacaan dan analisa perbandingan performa turbin gas pada berbagai beban

3.2.8 Pembuatan Buku Laporan

Setelah semua selesai, dilakukan penyusunan buku tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan performa turbin gas dan perbandingan hasil performa turbin gas sebelum dan sesudah CI, TI, dan MI pada beban 100 MW, dengan menggunakan :

1. Data performance test Turbin Gas unit GT 1.2 PT. PJB UP Gresik
2. Perhitungan dilakukan menggunakan data dari Turbin Gas GT 1.2 dengan beban 100 MW
3. Data yang diambil merupakan data beban sebelum dan sesudah CI, TI, CI, dan MI.
4. Data yang diambil merupakan data CI pada tahun 2014, TI pada tahun 2015, CI pada tahun 2016 dan MI pada tahun 2017

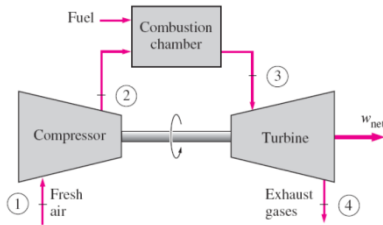
4.1 Data Hasil Pengamatan

Setelah dilakukan pengamatan di pembangkit didapatkan data dan blok diagram turbin gas PLTGU unit 1.2

4.2 Contoh Perhitungan Performa Turbin Gas Sebelum Dilakukannya Combustor Inspection Unit 1.2 pada tahun 2014 dengan beban 100 MW

4.2.1 Perhitungan Properties pada Tiap Titik

Untuk mempermudah perhitungan, terlebih dahulu kita mengetahui properties tiap titik pada skema turbin gas. Adapun skema turbin gas sebagai berikut :



Gambar 4.1 Siklus Turbin Gas

Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi :

1. Setiap komponen dianalisa dalam keadaan steady state
2. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan
3. Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau performance test.
4. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap state yang ada di dalam turbin gas.

Campuran komposisi bahan bakar akan berpengaruh pada perhitungan performa turbin gas. Dari tabel berikut dapat diketahui nilai dari C_p Combustion Product dan Specific Gravity bahan bakar turbin gas.

Tabel 4.1 Properties Komponen Bahan Bakar

Komponen	Komposisi	Specific Gravity	Cp
Methane	95,2 %	0,5537	2,22 kJ/kg
Ethane	1,8 %	1,0378	1,75 kJ/kg
Propane	1,2 %	1,5219	1,5 kJ/kg
n-Butane	0,31 %	2,0061	1,675 kJ/kg
Isobutane	0,31 %	2,0068	1,67 kJ/kg
n-Pentane	0,1 %	2,4911	0,167 kJ/kg
Isopentane	0,62 %	2,4911	0,228 kJ/kg
Hexane Plus	0,12 %	2,9753	0,165 kJ/kg
Nitrogen	0,19 %	0,9669	1,04 kJ/kg
Karbon Dioxide	0,07 %	1,5189	0,821 kJ/kg

Tabel 4.2 Properties Komponen Bahan Bakar Setelah Dikalikan Prosentase

Komponen	Komposisi	Specific Gravity	Cp
Methane	95,2 %	0,5275	2,116 kJ/kg
Ethane	1,8 %	0,0187	0,0315 kJ/kg
Propane	1,2 %	0,0183	0,018J/kg
n-Butane	0,31 %	0,0063	0,0051 kJ/kg
Isobutane	0,31 %	0,0062	0,0049kJ/kg
n-Pentane	0,1 %	0,0026	0,00016kJ/kg
Isopentane	0,62 %	0,0156	0,00014kJ/kg
Hexane Plus	0,12 %	0,0041	0,00019kJ/kg
Nitrogen	0,19 %	0,0018	0,00019kJ/kg
Karbon Dioxide	0,07 %	0,0011	0,0005 kJ/kg

Dari **Tabel 4.2** diperoleh jumlah SG = 0,602. Dan specific heat Cp Combustion Product $C_{p_{\text{combustion Product}}} = 2,17965 \text{ kJ/kg}$

Tabel 4.3 Data Properties Natural Gas dan Udara

	k	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/kgK)	Cv (kJ/kgK)
Natural Gas	1,3	0,722	2,4	0,718
Udara	1,4	1,2	1,01	1,85

Sumber : Engineering Toolbox

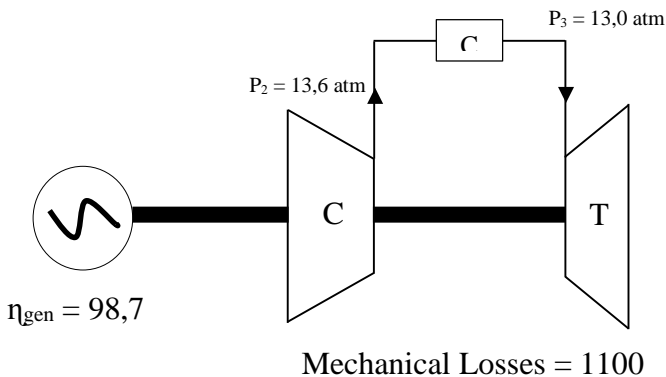
Berikut ini adalah tabel data performance test sheet turbin gas PT. PJB UP Gresik unit 1.2 dengan beban 100 MW sebelum dilakukannya Combustion Inspection pada tahun 2014.

Tabel 4.4 Data Performance Test Sebelum Combustion Inspection tahun 2014

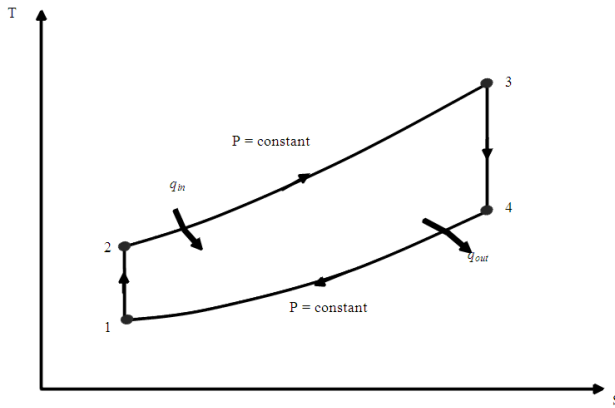
	Nilai	Satuan
Daya (W)	100,53	MW
Daya Sebenarnya (Corrected W)	98,11	MW
Laju Aliran Bahan Bakar (Q)	31,27	kNm ³ /h
Efisiensi Generator	98,7	%
Temperatur Masuk Kompresor	28	C
Tekanan Masuk Kompresor	14,7	psi
Temperatur Keluar Kompresor	405,33	C
Tekanan Keluar Kompresor	12,7	Kg/cm ²
Temperatur Keluar Turbin	516,1	C
Tekanan Keluar Turbin	14,7	psi
Mechanical Losses	1100	kW
LHV	10499	BTU/SCF

Tabel 4.5 Data Performance Test Sebelum Combustion Inspection tahun 2014 (Konversi)

	Nilai	Satuan
Daya (W)	100,53	MW
Daya Sebenarnya (Corrected W)	98,11	MW
Laju Aliran Bahan Bakar (Q)	31,27	kNm ³ /h
Efisiensi Generator	98,7	%
Temperatur Masuk Kompresor	301	K
Tekanan Masuk Kompresor	101,325	kPa
Temperatur Keluar Kompresor	678,53	K
Tekanan Keluar Kompresor	1346,765	kPa
Temperatur Keluar Turbin	789,1	K
Tekanan Keluar Turbin	101,325	kPa
Mechanical Losses	1100	kW
LHV	52634,360	kJ/kg



Gambar 4.2 Heat Balance Turbin Gas PLTGU PT. PJB UP Gresik Unit 1.2



Gambar 4.3 T-s Diagram Turbin Gas

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (atmosfer) masuk kedalam kompresor. Dari data performance test didapatkan yaitu :

$$P_1 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 301 \text{ K}$$

Untuk mencari enthalpi fluida kita dapat menggunakan tabel termodinamika dari buku "*Fundamental of Engineering*" 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besarnya enthalpi didapatkan dengan menggunakan interpolasi :

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \left[\left(\frac{T_1 - T_{atas}}{T_{bawah} - T_{atas}} \right) \times (h_{bawah} - h_{atas}) \right] + h_{atas} \\
 &= \left[\left(\frac{301 \text{ K} - 300 \text{ K}}{305 \text{ K} - 300 \text{ K}} \right) \times (305,22 - 300,19) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] + 300,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

$$= 301,196 \frac{kJ}{kg}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk kedalam kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah dikompresikan mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi.

$$P_2 = 1346,765 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 678,53 \text{ K}$$

Untuk mencari enthalpi fluida kita dapat menggunakan tabel termodinamika dari buku "*Fundamental of Engineering*" 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besarnya enthalpi didapatkan dengan menggunakan interpolasi :

$$\begin{aligned} h_2 &= \left[\left(\frac{T_2 - T_{atas}}{T_{bawah} - T_{atas}} \right) \times (h_{bawah} - h_{atas}) \right] + h_{atas} \\ &= \left[\left(\frac{678,53 \text{ K} - 670 \text{ K}}{680 \text{ K} - 670 \text{ K}} \right) \times (691,82 - 681,14) \frac{kJ}{kg} \right] + 681,14 \frac{kJ}{kg} \\ &= 690,25 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Pada state ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\begin{aligned} \frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_{2s} &= T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{aligned}$$

$$T_{2s} = 301 \text{ K} \times \left(\frac{1346,765 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 630,74 \text{ K}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (combustion chamber) dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. Kemudian bahan bakar akan terbakar dan akan menghasilkan energi yang digunakan untuk mengekspansi sudu-sudu turbin.

Dari data heat balance pada manual book, didapatkan tekanan keluar kompresor 13,6 atm dan tekanan masuk turbin 13,0 atm. Sehingga pressure drop dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\Delta P = \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) \times 100\%$$

$$= \left(1 - \frac{13,0 \text{ atm}}{13,6 \text{ atm}} \right) \times 100\%$$

$$= 0,044117 \times 100\%$$

$$= 4,4117$$

$$\Delta P = (P_2 - P_3)/P_2$$

$$0,044117 = \frac{1346,765 \text{ kPa} - P_3}{1346,765 \text{ kPa}}$$

$$0,044117 \times 1346,765 \text{ kPa} = 1346,765 \text{ kPa} - P_3$$

$$P_3 = 1287,348 \text{ kPa}$$

Setelah didapatkan P_3 , dengan menggunakan nilai rasio $n = 1,3$ yang diambil pada sumber Engineering Toolbox 2013. T_3 dapat dihitung dengan persamaan :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_3 = 789,1 \text{ K} \times \left(\frac{1287,348 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}$$

$$= 1415,947 \text{ K}$$

Dengan nilai $C_{p \text{ combustion product}} = 2,17965 \text{ kJ/kgK}$. h_3 dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$h_3 = C_{p \text{ Combustion Product}} \times T_3$$

$$= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times 1415,947 \text{ K}$$

$$= 3086,270 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi pembuangan sisa gas hasil ekspansi dari turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari idealnya (isentropik).

$$T_4 = 789,1 \text{ K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

Dengan nilai $C_{p \text{ combustion product}} = 2,17965 \text{ kJ/kgK}$. h_4 dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$h_4 = C_{p \text{ Combustion Product}} \times T_4$$

$$= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times 789,1 \text{ K}$$

$$= 1719,961 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Pada state ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$T_{4s} = T_3 \times \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1415,947 \text{ K} \times \left(\frac{101,325 \text{ kPa}}{1346,765 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\
 &= 675,623 \text{ K}
 \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 dengan Beban 100 MW Sebelum Combustion Inspection tahun 2014

1. Perhitungan Daya yang Dibutuhkan Kompresor. Untuk menghitung $\dot{W}_{kompresor}$ kita menggunakan persamaan berikut :

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Persamaan memerlukan data \dot{m}_{udara} yang dapat dihitung dari persamaan berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \frac{A}{F} \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{bb} = Q_{bb} \times \rho_{bb}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapatkan harga specific gravity bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut :

$$\rho_{udara} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 14,7 \text{ psia}$$

$$\rho_{bb} = SG \times \rho_{udara}$$

$$= 0,60248 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$= 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dari hasil perhitungan massa jenis bahan bakar maka harga \dot{m}_{bb} dapat dihitung melalui persamaan berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= \frac{31,27 \text{ kNm}^3}{h} \times 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1000}{k} \\ &= 6,2798499 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga Air Fuel Ratio terlebih dahulu, perhitungan AFR dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$W_{GT \text{ nett}} = (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses}$$

$$\begin{aligned}\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= \{(\dot{m}_{bb} + \dot{m}_{udara}) \times (h_3 - h_4)\} \\ &\quad - (\dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)) - \text{Mech Loss}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= \left[\left(1 + \frac{A}{F} \right) \dot{m}_{bb} \times (h_3 - h_4) \right] - \left(\frac{A}{F} \right) \dot{m}_{bb} \times (h_2 - h_1) \\ &\quad - \text{Mech Loss}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\left(\frac{A}{F} \right) &= \frac{\left[\left(\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} \right) + \text{Mech Loss} - (\dot{m}_{bb} \times (h_3 - h_4)) \right]}{\left[(\dot{m}_{bb} \times (h_3 - h_4)) - (\dot{m}_{bb} \times (h_2 - h_1)) \right]} \\ &= \\ &= \frac{\left[\left(\frac{98110 \text{ kJ}}{0,987 \text{ s}} \right) + 1100 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - \left\{ \frac{(6,2798499 (3086,270 - 1719,961)) \text{ kJ}}{\text{s}} \right\} \right]}{\left[(6,2798499 (3086,270 - 1719,961)) \text{ kJ/s} - (6,2798499 (690,25 - 301,196)) \text{ kJ/s} \right]}\end{aligned}$$

$$\left(\frac{A}{F} \right) = 14,97829455$$

Sehingga \dot{m}_{udara} :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \left(\frac{A}{F}\right) \times \dot{m}_{bb} \\ &= 14,97829455 \times 6,2798499 \frac{kg}{s} \\ &= 94,06144106 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Sehingga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dihitung :

$$\begin{aligned}\dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 94,06144106 \frac{kg}{s} \times \left((690,25 - 301,196) \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 36594,98 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

2. Perhitungan Daya yang Dihasilkan Turbin

Untuk menghitung daya turbin pada Unit Turbin Gas 1.2 dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\begin{aligned}\dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\ &= \left(94,06144106 \frac{kg}{s} + 6,2798499 \frac{kg}{s} \right) \\ &\quad \times \left(3086,270 \frac{kJ}{kg} - 1719,961 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 137097,209 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

3. Daya Netto

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor. Daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus. Sehingga nilai dari daya netto adalah :

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor}$$

$$\begin{aligned}
 &= 137097,209 \frac{kJ}{s} - 36594,98 \frac{kJ}{s} \\
 &= 100502,229 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

4. Specific Fuel Consumption

Untuk menghitung konsumsi bahan bakar dapat menggunakan cara seperti berikut :

$$\begin{aligned}
 SFC &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\
 &= \frac{6,2798499 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{100502,229 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0,2249449 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

5. Back Work Ratio

Back Work Ratio (BWR) adalah nilai presentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor, yang dapat dihitung dengan membagi daya kompresor dengan daya turbin seperti berikut :

$$\begin{aligned}
 BWR &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\
 &= \frac{36594,98 \frac{kJ}{s}}{137097,209 \frac{kJ}{s}}
 \end{aligned}$$

6. Efisiensi Kompresor

$$\eta_{kompresor} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\%$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{630,79 \text{ K} - 301 \text{ K}}{678,53 \text{ K} - 301 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 87,354\%
 \end{aligned}$$

7. Efisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{turbin} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1415,947 \text{ K} - 789,1 \text{ K}}{1415,947 \text{ K} - 675,823 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 84,695\%
 \end{aligned}$$

8. Kalor yang Dihasilkan Ruang Bakar

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\
 &= \left(\frac{10994 \frac{BTU}{ft^3} \times 1,055 \text{ kJ} \times 1 \text{ ft}^3}{0,722976 \frac{kg}{m^3} \times 1 \text{ BTU} \times 0,3048 \text{ m}^3} \right) \times 6,2798499 \frac{kg}{s} \\
 &= 330535,8804 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

9. Efisiensi Siklus

$$\begin{aligned}
 \eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100\% \\
 &= \frac{100502,229 \frac{kJ}{s}}{330535,8804 \frac{kJ}{kg}} \times 100\% \\
 &= 30,405\%
 \end{aligned}$$

4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 PLTGU PT. PJB UP Gresik dengan Beban 100 MW Sebelum dan Sesudah Combustion, Turbine, dan Major Inspection dalam Bentuk Tabel

Dengan mengacu pada data operasi dan performance test maka kita menggunakan cara yang sama seperti sub bab 4.2.1 dan 4.2.2, hasil perhitungan properties dan perhitungan performance dengan variasi inspection yang berbeda dapat disederhanakan dalam bentuk tabel untuk mempermudah dalam pembacaan dan perbandingan. Perhitungan properties dan perhitungan performance dapat dilihat pada tabel berikut.

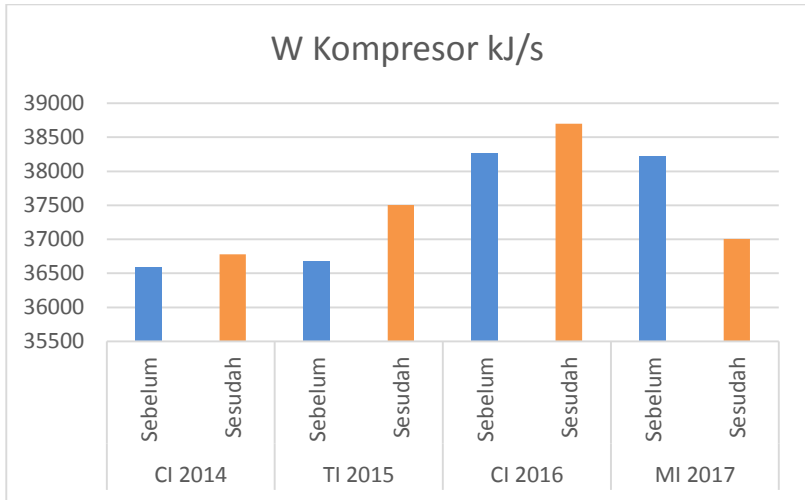
Tabel 4.6 Data Hasil Perhitungan Sebelum dan Sesudah Combustion, Turbine, dan Major Inspection

PERHITUNGAN UNJUK KERJA										
		W comp	W turbin	W nett	SFC	BWR	Qin	η turbin	η comp	η cycle
CI 2014	Sebelum	36594,980	137097,21	100502,2	0,224945	0,2669	330535,9	84,69486	87,35465	30,40585
	Sesudah	36777,544	137218,98	100441,4	0,221914	0,268	325884,9	84,83268	87,73118	30,82114
TI 2015	Sebelum	36687,258	136834,88	100147,6	0,220688	0,26811	323136,6	84,61308	87,67469	30,99235
	Sesudah	37506,280	138413,78	100907,5	0,217593	0,27097	321022,5	84,61853	88,36081	31,43315
CI 2016	Sebelum	38263,460	141136,51	102873	0,20943	0,27111	314997,4	84,6239	88,39251	32,65838
	Sesudah	38698,979	143405,87	104706,9	0,211079	0,26985	323136,6	84,60037	88,34205	32,40329
MI 2017	Sebelum	38221,592	141530,30	103308,7	0,214145	0,27	323453,7	84,56905	88,16596	31,93926
	Sesudah	37005,950	137720,94	100715	0,207457	0,2687	305484,1	84,58386	89,59404	32,96898

4.4 Grafik Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 PLTGU PT PJB UP Gresik

Perhitungan performa turbin gas dapat dilihat pada sub bab sebelumnya. Hasil dalam sub bab tersebut dapat dilihat perbedaan efisiensi, daya, dan konsumsi bahan bakar pada setiap sebelum dan sesudah macam-macam Inspection.

4.4.1 Grafik Perbandingan Daya yang dibutuhkan Kompresor Terhadap Macam-macam Inspection.



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Daya Kompresor

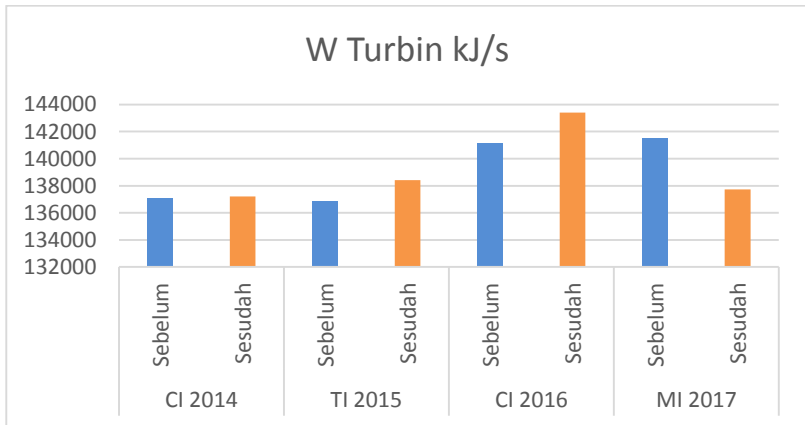
Hasil grafik perbandingan daya kompresor di atas menunjukkan bahwa :

- Daya kompresor yang dibutuhkan sebelum CI pada tahun 2014 adalah 36594,97989 kJ/s sedangkan sesudah CI adalah 36777,544 kJ/s, sehingga daya kompresor mengalami kenaikan sebesar 182,5642 kJ/s
- Daya kompresor yang dibutuhkan sebelum TI pada tahun 2015 adalah 36687,25782 kJ/s sedangkan sesudah TI adalah 37506,27869 kJ/s, sehingga daya kompresor mengalami kenaikan sebesar 819,02087 kJ/s
- Daya kompresor yang dibutuhkan sebelum CI pada tahun 2016 adalah 38263,46032 kJ/s sedangkan sesudah CI

adalah 38698,9788 kJ/s, sehingga daya kompresor mengalami kenaikan sebesar 435,51848 kJ/s

- d. Daya kompresor yang dibutuhkan sebelum MI pada tahun 2017 adalah 38221,59163 kJ/s sedangkan sesudah MI adalah 37005,94993kJ/s, sehingga daya kompresor mengalami penurunan sebesar 1215,6417 kJ/s

4.4.2 Grafik Perbandingan Daya yang Dihasilkan Turbin terhadap Macam-macam Inspection



Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Daya Turbin

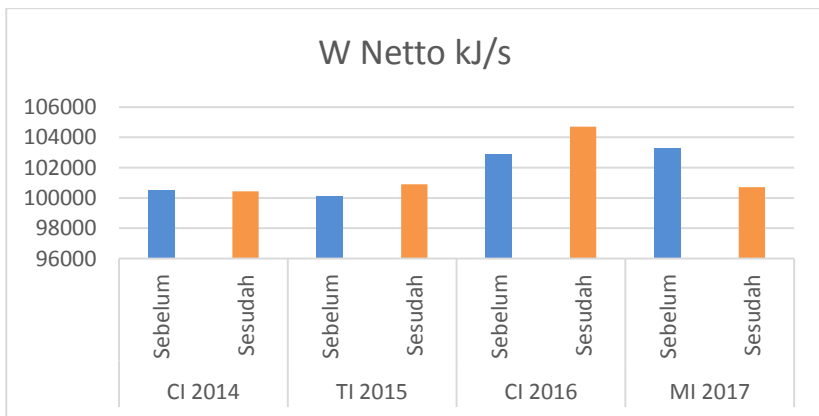
Hasil grafik perbandingan daya turbin di atas menunjukkan bahwa :

- a. Daya turbin yang dihasilkan sebelum CI pada tahun 2014 adalah 137097,2089 kJ/s sedangkan sesudah CI adalah 137218,98 kJ/s, sehingga daya turbin mengalami kenaikan sebesar 121,772 kJ/s
- b. Daya turbin yang dihasilkan sebelum TI pada tahun 2015 adalah 136834,8769 kJ/s sedangkan sesudah TI adalah 13834,8769 kJ/s

138413,7762 kJ/s, sehingga daya turbin mengalami kenaikan sebesar 1578,8993 kJ/s

- c. Daya turbin yang dihasilkan sebelum CI pada tahun 2016 adalah 141136,51 kJ/s sedangkan sesudah CI adalah 143405,8684 kJ/s, sehingga daya turbin mengalami kenaikan sebesar 2269,3584 kJ/s
- d. Daya turbin yang dihasilkan sebelum MI pada tahun 2017 adalah 141530,3049 kJ/s sedangkan sesudah MI adalah 137720,9449 kJ/s, sehingga daya turbin mengalami penurunan sebesar 3809,36 kJ/s

4.4.3 Grafik Perbandingan Daya yang dihasilkan Turbin dengan Daya yang dibutuhkan Kompresor (Daya Netto) terhadap Macam-macam Inspection

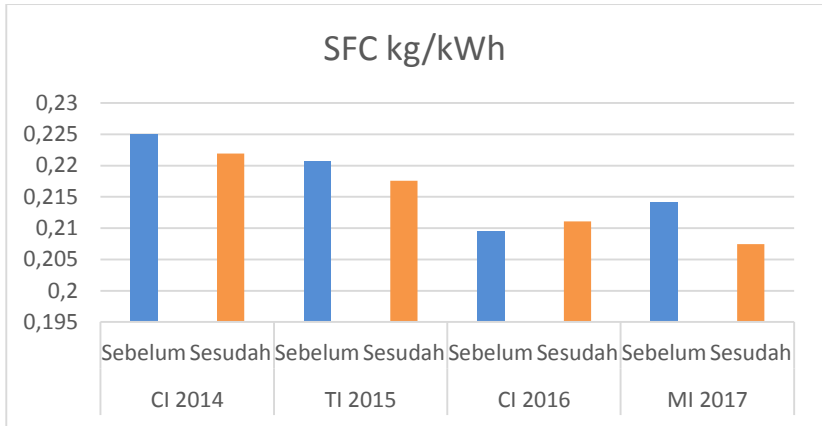


Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Daya Netto

Hasil grafik perbandingan daya netto di atas menunjukkan bahwa :

- a. Selisih daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor sebelum CI pada tahun 2014 adalah 100502,229 kJ/s sedangkan sesudah CI adalah 100441,4387 kJ/s, sehingga daya netto mengalami penurunan sebesar 60,7903 kJ/s
- b. Selisih daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor sebelum TI pada tahun 2015 adalah 100147,619 kJ/s sedangkan sesudah TI adalah 100907,4975 kJ/s, sehingga daya netto mengalami kenaikan sebesar 759,8785 kJ/s
- c. Selisih daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor sebelum CI pada tahun 2016 adalah 102873,0496 kJ/s sedangkan sesudah CI adalah 104706,8896 kJ/s, sehingga daya netto mengalami kenaikan sebesar 1833,84 kJ/s
- d. Selisih daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor sebelum MI pada tahun 2017 adalah 103308,7133 kJ/s sedangkan sesudah MI adalah 100714,9949 kJ/s, sehingga daya netto mengalami penurunan sebesar 2593,7184 kJ/s

4.4.4 Grafik Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar yang dibutuhkan terhadap Macam-macam Inspection



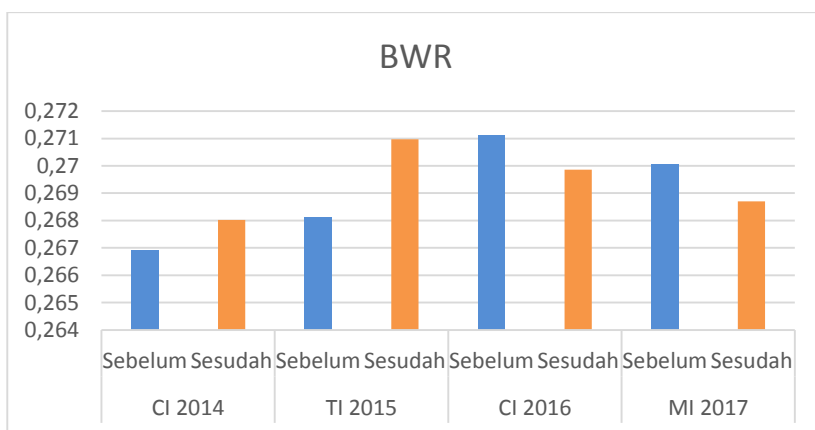
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar

Hasil grafik perbandingan konsumsi bahan bakar (SFC) di atas menunjukkan bahwa :

- Konsumsi bahan bakar (SFC) pada turbin gas sebelum CI pada tahun 2014 adalah 0,225 kg/kWh sedangkan sesudah CI adalah 0,222 kg/kWh, sehingga konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami penurunan sebesar 0,003 kg/kWh
- Konsumsi bahan bakar (SFC) pada turbin gas sebelum TI pada tahun 2015 adalah 0,220 kg/kWh sedangkan sesudah TI adalah 0,2175 kg/kWh, sehingga konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami penurunan sebesar 0,0025 kg/kWh
- Konsumsi bahan bakar (SFC) pada turbin gas sebelum CI pada tahun 2016 adalah 0,209 kg/kWh sedangkan sesudah CI adalah 0,211 kg/kWh, sehingga konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami kenaikan sebesar 0,002 kg/kWh

- d. Konsumsi bahan bakar (SFC) pada turbin gas sebelum MI pada tahun 2016 adalah 0,214 kg/kWh sedangkan sesudah MI adalah 0,207 kg/kWh, sehingga konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami penurunan sebesar 0,007 kg/kWh

4.4.5 Grafik Perbandingan Back Work Ratio terhadap Macam-macam Inspection



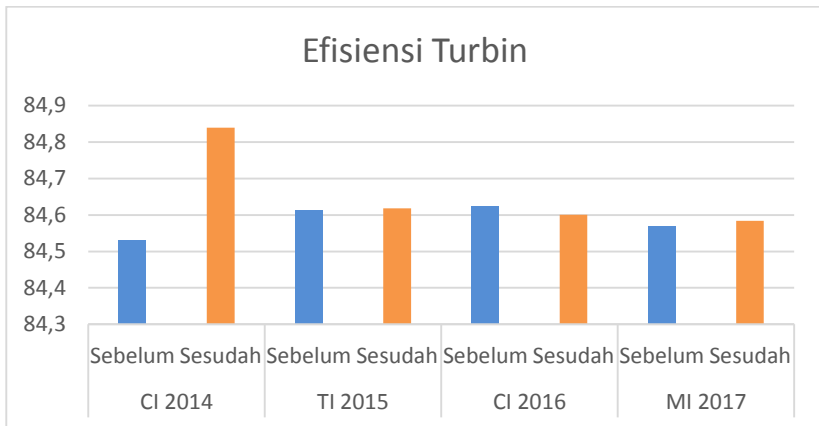
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Back Work Ratio

Hasil grafik perbandingan back work ratio di atas menunjukkan bahwa :

- Back Work Ratio pada turbin gas sebelum CI pada tahun 2014 adalah 0,267 sedangkan sesudah CI adalah 0,268. Sehingga, BWR mengalami kenaikan sebesar 0,001.
- Back Work Ratio pada turbin gas sebelum TI pada tahun 2015 adalah 0,268 sedangkan sesudah TI adalah 0,270. Sehingga, BWR mengalami kenaikan sebesar 0,002.

- c. Back Work Ratio pada turbin gas sebelum CI pada tahun 2016 adalah 0,271 sedangkan sesudah CI adalah 0,269. Sehingga, BWR mengalami penurunan sebesar 0,002.
- d. Back Work Ratio pada turbin gas sebelum MI pada tahun 2017 adalah 0,270 sedangkan sesudah MI adalah 0,268. Sehingga, BWR mengalami penurunan sebesar 0,002.

4.4.6 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin terhadap Macam-macam Inspection



Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin

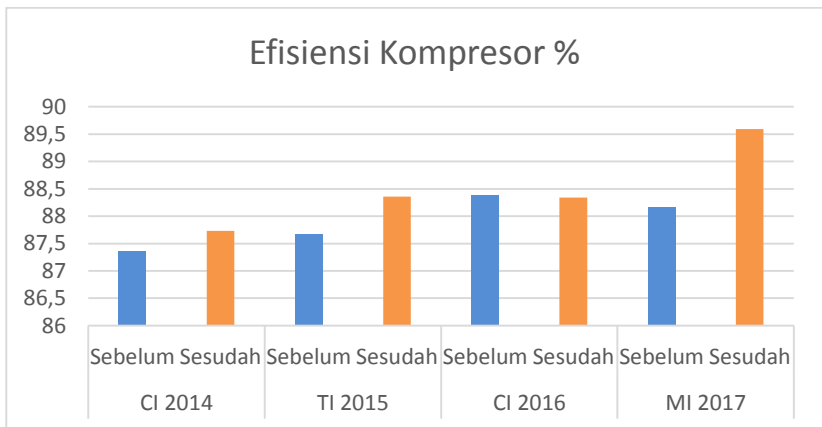
Hasil grafik perbandingan efisiensi turbin di atas menunjukkan bahwa :

- a. Efisiensi turbin sebelum CI pada tahun 2014 adalah 84,69 % sedangkan sesudah CI adalah 84,83 %. Sehingga, efisiensi turbin mengalami kenaikan sebesar 0,14 %
- b. Efisiensi turbin sebelum TI pada tahun 2015 adalah 84,613 % sedangkan sesudah TI adalah 84,618 %

Sehingga, efisiensi turbin mengalami kenaikan sebesar 0,005 %

- c. Efisiensi turbin sebelum CI pada tahun 2016 adalah 84,62 % sedangkan sesudah CI adalah 84,60 %. Sehingga, efisiensi turbin mengalami penurunan sebesar 0,02 %
- d. Efisiensi turbin sebelum MI pada tahun 2017 adalah 84,56 % sedangkan sesudah MI adalah 84,58 %. Sehingga, efisiensi turbin mengalami kenaikan sebesar 0,02 %

4.4.7 Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor terhadap Macam-macam Inspection

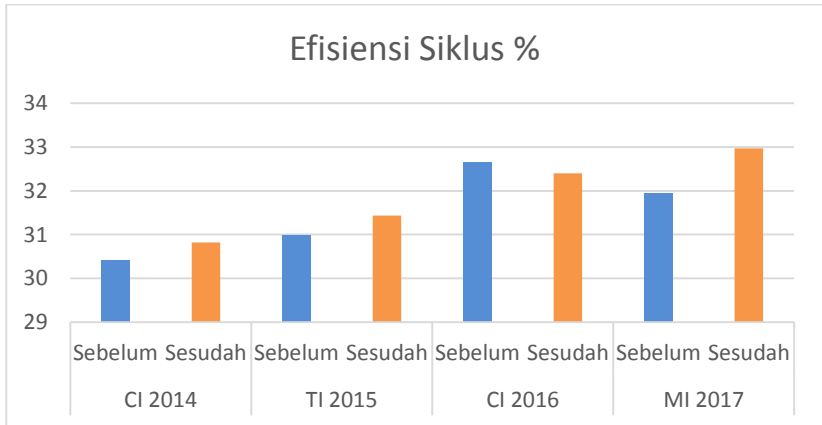


Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor

Hasil grafik perbandingan efisiensi kompresor di atas menunjukkan bahwa :

- a. Efisiensi kompresor sebelum CI pada tahun 2014 adalah 87,35 % sedangkan sesudah CI adalah 87,73 %. Sehingga, efisiensi kompresor mengalami kenaikan sebesar 0,38 %
- b. Efisiensi kompresor sebelum TI pada tahun 2015 adalah 87,67 % sedangkan sesudah TI adalah 88,36 %. Sehingga, efisiensi kompresor mengalami kenaikan sebesar 0,69 %
- c. Efisiensi kompresor sebelum CI pada tahun 2016 adalah 88,39 % sedangkan sesudah CI adalah 88,34 %. Sehingga, efisiensi kompresor mengalami penurunan sebesar 0,05 %
- d. Efisiensi kompresor sebelum MI pada tahun 2017 adalah 88,16 % sedangkan sesudah MI adalah 89,59 %. Sehingga, efisiensi kompresor mengalami kenaikan sebesar 1,43 %

4.4.8 Grafik Perbandingan Efisiensi Siklus Turbin Gas terhadap Macam-macam Inspection



Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Efisiensi Siklus Turbin Gas

Hasil grafik perbandingan efisiensi siklus turbin gas di atas menunjukkan bahwa :

- Efisiensi siklus turbin gas sebelum CI pada tahun 2014 adalah 30,40 % sedangkan sesudah CI adalah 30,82 %. Sehingga, efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan sebesar 0,42 %
- Efisiensi siklus turbin gas antara sebelum dan sesudah TI 2015 pada beban 100 MW adalah 30,99 % sebelum TI dan 31,43 % sesudah TI. Sehingga, efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan sebesar 0,44 %
- Efisiensi siklus turbin gas sebelum CI pada tahun 2016 adalah 32,65 % sedangkan sesudah CI adalah 32,40 %. Sehingga, efisiensi siklus turbin gas mengalami penurunan sebesar 0,25 %

- d. Efisiensi siklus turbin gas sebelum MI pada tahun 2017 adalah 31,93 % sedangkan sesudah MI adalah 32,96 %. Sehingga, efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan sebesar 1,03 %

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data hasil perhitungan dan analisis performa turbin gas unit 1.2 PLTGU PT. PJB UP Gresik sebelum dan sesudah Combustion Inspection, Turbine Inspection dan Major Inspection dengan beban 100 MW yang telah dihitung pada bab IV, dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Combustion Inspection tahun 2014
 1. Daya kompresor yang dibutuhkan mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 182,5642 kW.
 2. Daya turbin yang dihasilkan mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 121,772 kW.
 3. Daya netto mengalami penurunan dengan selisih sebesar 60,7903 kW.
 4. Konsumsi bahan bakar mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,003 kg/kWh.
 5. Back Work Ratio mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,001.
 6. Efisiensi turbin mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,14 %
 7. Efisiensi kompresor mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,38 %
 8. Efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,42 %
- b. Turbine Inspection tahun 2015
 1. Daya kompresor mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 819,02087 kJ/s

2. Daya turbin mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 1578,8993 kJ/s
 3. Daya netto mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 759,8785 kJ/s
 4. Konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,0025 kg/kWh
 5. Back Work Ratio mengalami kenaikan sebesar 0,002.
 6. Efisiensi turbin mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,005 %
 7. Efisiensi kompresor mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,69 %
 8. Efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,44 %
- c. Combustion Inspection 2016
1. Daya kompresor mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 435,51848 kJ/s
 2. Daya turbin mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 2269,3584 kJ/s
 3. Daya netto mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 1833,84 kJ/s
 4. Konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,002 kg/kWh
 5. Back Work Ratio mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,002.
 6. Efisiensi turbin mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,02 %
 7. Efisiensi kompresor mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,05 %
 8. Efisiensi siklus turbin gas mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,25 %

- d. Major Inspection 2017
 1. Daya kompresor mengalami penurunan dengan selisih sebesar 1215,6417 kJ/s
 2. Daya turbin mengalami penurunan dengan selisih sebesar 3809,36 kJ/s
 3. Daya netto mengalami penurunan dengan selisih sebesar 2593,7184 kJ/s
 4. Konsumsi bahan bakar (SFC) mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,007 kg/kWh
 5. Back Work Ratio mengalami penurunan dengan selisih sebesar 0,002.
 6. Efisiensi turbin mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 0,02 %
 7. Efisiensi kompresor mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 1,43 %
 8. Efisiensi siklus turbin gas mengalami kenaikan dengan selisih sebesar 1,03 %

5.2 Saran

Berdasarkan data perhitungan, analisa, dan kesimpulan terdapat beberapa saran yang ditujukan kepada PT. PJB UP Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

- a. PT. PJB UP Gresik :
 1. Perlu dipasangkan alat-alat pengukur temperature yang terdapat di setiap peralatan yang ada di dalam unit turbin gas dan bisa diakses langsung dari CCR (Control Central Room) untuk mengetahui kinerja yang lebih spesifik dari setiap peralatan.
 2. Perlu dikaji ulang tentang beban pengoperasian turbin gas yang lebih efisien. Sebab mesin akan lebih efisien pada beban tertentu.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J dan Howard N Shapiro. 2009. “*Fundamental of engineering Thermodynamics*”. Seventh edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom.
- [2] Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag. 2009. “*Fundamental of Thermodynamics*”. Seventh Edition. John Wiley & Sons Inc. United States of America.
- [3] <http://tagoleki.com/komponen-komponen-turbin-gas/>
- [4] <https://id.wikipedia.org/wiki/Berkas:GasTurbine.svg>
- [5] <https://aeroengineering.co.id/2016/06/cara-kerja-turbin-gas-propulsi-mesin-pesawat-terbang/>
- [6] <http://www.info-elektro.com/2017/06/pengertian-danprinsip-kerja-turbin-uap.html>
- [7] <http://sounak4u.weebly.com/gas-power-cycle.html>
- [8] Ganesan, V. 1999. “*Gas Turbines*”. Tata McGraw Hill Publishing Company. Delhi.
- [9] <https://me-mechanicalengineering.com/open-cycle-gas-turbine/>.

LAMPIRAN 1 : Tabel Properties Udara (Ideal)
 (Moran, Michael J dan Howard N Shapiro. 2009. “*Fundamental of engineering Thermodynamics*”. Seventh edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom)

Table A-22

756 Tables in SI Units

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

T(K), h and u (kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when $\Delta x = 0^{\circ}$		T	h	u	s°	when $\Delta x = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1. p_r and v_r data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

LAMPIRAN 2: LANJUTAN

TABLE A-22 (Continued)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0 ^l		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p _r	v _r					p _r	v _r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

Table A-22

LAMPIRAN 3 : DATA PERFORMANCE TEST SHEET (Sumber : PT. PJB UP Gresik)

 PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM FORMULIR PERFORMANCE TEST GT PLTGU	Nomor Dokumen : FMG-04.1.1.23
	Tanggal Terbit : 01 Agustus 2013
	Revisi : 00
UPGRK	Halaman : 1 dari 1

PROGRAM / TAHUN	: CI GT 1.2 2014
PERIODE	: 01-05 Maret 2014
SHEET	: PERFORMANCE TEST REPORT
FUEL	: BBS


PARAMETER	SATUAN	NILAI PERFORMANCE TEST GAS TURBINE 1.2					
		Performance Test Sebelum CI GT 1.2			Performance Test Setelah CI GT 1.2		
		50 MW	100 MW	Maks.	50 MW	100 MW	Maks.
Tanggal Test		18-Feb-14	18-Feb-14		11-Mar-14	11-Mar-14	
Power Pracht	MW	100.53	103.40		100.07	107.20	
Corrected Power	MW	98.11	100.77		98.05	105.97	
Fuel Gas	kgm ³ /h	31.27	32.00		30.83	32.63	
Fuel HSD	m ³ /h						
IHV Fuel Gas	BTU/SCF	1,074.76	1,074.76		1,073.79	1,073.79	
IHV HSD	kcal/kg						
SD	kg/m ³						
Ambient Temperature	°C	28.00	28.00		28.50	29.50	
Compressor Outlet Temp.	°C	405.43	409.57		396.93	406.67	
Compressor Out Press.	kg/cm ²	12.27	12.33		12.20	12.37	
Compressor Efisiensi	%	85.28	85.38		87.16	87.15	
Blade Path Average Temp.	°C	535.00	545.23		523.60	542.13	
Exhaust Gas Average Temp.	°C	516.10	526.90		507.30	523.97	
GT Heat Rate	kcal/MWh	3,143.97	3,128.51		3,112.07	3,074.58	
GT Corrected Heat Rate	kcal/MWh	3,158.20	3,133.17		3,130.31	3,080.10	
GT Efisiensi	%	27.35	27.49		27.63	27.97	
GT Corrected Efisiensi	%	27.14	27.27		27.47	27.92	

CATATAN :

- Plant Outage Combustor Inspection Gas Turbine 1.2 dilaksanakan pada tanggal 01 Maret 2014 pukul 00:47 WIB dan selesai pada tanggal 05 Maret 2014 pukul 21:24 WIB
- Produk Gas Turbine 1.2 antara sebelum dan sesudah OH mengalami kenaikan sebesar **3.8 MW**
- Efisiensi Gas Turbine 1.2 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW mengalami kenaikan sebesar **0.33%**, sedangkan pada beban maksimal sebesar **0.69%**
- Presentase kenaikan efisiensi Gas Turbine 1.2 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW adalah sebesar **1.21%**
- Efisiensi isentropis Compressor Gas Turbine 1.2 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW mengalami kenaikan sebesar **1.88%**, sedangkan pada beban maksimal sebesar **1.78%**
- Presentase kenaikan efisiensi isentropis Compressor Gas Turbine 1.2 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW adalah **2.20%**

Mengetahui Manajer Operasi  (Hari Susanto)	Gresik, 17 Maret 2014 Spv. Senior Kendali Operasi PLTGU  (I Putu Cede Sudarjana)
--	---

LAMPIRAN 4 : LANJUTAN


	PT PEMBANGKITAN JAWA SBU UNIT PEMBANGKITAN GRESEK PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM				Nomor Dokumen : PMS-04.1.1.23 Tanggal Terbit : 01 Agustus 2013 Revisi : 00 Halaman : 1 dari 1			
	FORMULIR PERFORMANCE TEST GT PLTGU							
	PROGRAM / TAHUN : TI GT 1.2 2015 PERIODE : 14 Maret - 31 Maret 2015 SHEET : PERFORMANCE TEST REPORT FUEL : BBG							

PARAMETER	SATUAN	NILAI PERFORMANCE TEST							
		Performance Test Sebelum TI UT 1.2				Performance Test Setelah TI UT 1.2			
		50 MW	75 MW	100 MW	Maks.	50 MW	75 MW	100 MW	Maks.
Tanggal Test		3-Mar-15	3-Mar-15	3-Mar-15	3-Mar-15	14-Apr-15	14-Apr-15	14-Apr-15	14-Apr-15
Power Product	MW	49.67	74.97	98.10	108.24	60.25	75.10	100.85	110.20
Corrected Power	MW	47.69	72.45	97.76	104.67	48.71	72.91	98.51	108.02
Fuel Gas	kg/hr	19.83	25.10	30.57	32.53	19.63	24.93	30.37	32.95
Fuel HHV	kg/hr								
HHV Fuel Gas	BTU/lbHP	1,047.94	1,047.94	1,047.94	1,047.94	1,060.41	1,060.41	1,060.41	1,060.41
HHV HHV2	kgal/kg								
BD	kg/m ³								
Ambient Temperature	°C	28.03	28.03	30.00	30.00	27.00	26.00	26.00	30.00
Compressor Outlet Temp.	°C	398.67	375.33	403.67	410.00	352.00	366.67	399.00	407.33
Compressor Inlet Temp.	kg/cm ²	5.10	10.13	12.37	12.57	6.00	6.00	12.40	12.83
Compressor Efficiency	%	82.53	84.11	86.10	86.17	81.08	83.05	87.18	87.30
Blade Path Average Temp.	°C	451.00	517.33	527.67	543.33	478.33	549.33	517.00	538.00
Turbine Case Average Temp.	°C	425.00	504.00	516.33	514.67	484.00	531.00	500.67	528.67
GT Heat Rate	kgal/kWh	3,855.25	3,316.64	3,036.10	3,017.43	3,808.26	3,311.40	3,003.75	3,068.68
GT Corrected Heat Rate	kgal/kWh	3,009.89	3,356.64	3,055.88	3,036.64	3,036.64	3,252.13	3,034.63	3,087.99
GT Efficiency	%	22.31	25.93	28.30	28.50	22.06	25.97	28.63	28.97
GT Corrected Efficiency	%	22.98	25.63	28.14	28.15	21.83	25.68	28.34	28.79

CATATAN :
 PO TI GT 1.2 dilaksanakan pada tanggal 14 Maret 2015 sampai dengan 31 Maret 2015
 Power Product GT 1.2 pada beban maksimal naik sebesar **2.97 MW**
 Efisiensi GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **0.33%**. Pada beban maksimal antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **0.47%**
 Presentase peningkatan efisiensi GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **1.2%**
 Presentase peningkatan efisiensi GT 1.2 pada beban maksimal antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **1.6%**
 Efisiensi Isentropis Compressor GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan sesudah OH naik sebesar **1.06%**. Pada beban maksimal antara sebelum dengan setelah OH naik sebesar **1.13%**.

Mengetahui Manager Operasi (Hari Susanto)	Gresik, 14 April 2015 Spv. Senior Rendal Operasi PLTGU (P Patu Gele Sudarsana)
---	--

LAMPIRAN 5 : LANJUTAN

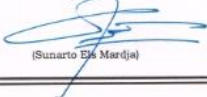

	PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK		Nomor Dokumen : FMG-04.1.1.23	
	PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM		Tanggal Terbit : 01 Agustus 2013	
	FORMULIR		Revisi : 00	
	PERFORMANCE TEST GT PLTGU		Halaman : 1 dari 1	

PROGRAM / TAHUN	: CI GT 1.2 2015
PERIODE	: 11 - 16 April 2016
SHEET	: PERFORMANCE TEST REPORT
FUEL	: BBG


PARAMETER	SATUAN	NILAI PERFORMANCE TEST GAS TURBINE 1.2					
		Performance Test Sebelum CI GT 1.2			Performance Test Setelah CI GT 1.2		
		50 MW	100 MW	Maks.	50 MW	100 MW	Maks.
Tanggal Test		5-Apr-16	5-Apr-16	5-Apr-16	7-Jun-16	7-Jun-16	7-Jun-16
Power Product	MW	49.83	99.77	104.67	50.27	100.83	107.33
Corrected Power	MW	51.68	100.45	104.51	51.78	102.26	108.13
Fuel Gas	kNm ³ /h	19.23	29.80	30.90	19.67	30.57	32.43
Fuel HSD	m ³ /h						
HHV Fuel Gas	BTU/SCP	1,091.46	1,091.46	1,091.46	1,080.07	1,080.07	1,080.07
HHV HSD	kcal/kg						
SG	kg/m ³						
Ambient Temperature	°C	29.00	32.00	33.00	30.00	31.00	32.00
Compressor Outlet Temp.	°C	389.00	406.00	412.67	355.33	402.00	410.33
Compressor Out Press.	kg/cm ²	8.53	12.43	12.60	8.60	12.30	12.60
Compressor Efisiensi	%	82.49	87.72	87.49	82.82	88.01	87.58
Blade Path Average Temp.	°C	479.00	517.67	532.00	483.33	529.00	541.67
Exhaust Gas Average Temp.	°C	477.00	509.67	523.00	477.00	510.33	522.67
GT Heat Rate	kcal/kWh	3,952.22	3,066.44	3,030.78	3,974.66	3,079.59	3,064.07
OT Corrected Heat Rate	kcal/kWh	3,888.25	3,061.00	3,033.79	3,914.94	3,066.67	3,061.73
GT Efisiensi	%	21.70	28.05	28.38	21.64	27.93	28.07
GT Corrected Efisiensi	%	22.12	28.10	28.35	21.97	28.04	28.09

CATATAN :

- PO CI GT 1.2 dilaksanakan pada tanggal 11 April 2016 sampai dengan 16 April 2016
- Power Product GT 1.2 pada beban maksimal naik sebesar **2.7MW**
- Efisiensi Isentropis Compressor GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan sesudah OH naik sebesar **0.29%**. Pada beban maksimal antara sebelum dengan setelah OH naik sebesar **0.09%**

Mengetahui Manajer Operasi  (Sunarto Eka Mardja)	Gresik, 08 Juni 2016 Spv. Senior Rendal Operasi PLTGU  (I Putu Gede Sudarman)
--	---

LAMPIRAN 6 : LANJUTAN

	PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK		Nomor Dokumen : FMG-04.1.1.23	
	PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM		Tanggal Terbit : 01 Agustus 2013	
	FORMULIR		Revisi : 00	
	PERFORMANCE TEST GT PLTGU		Halaman : 1 dari 1	


PROGRAM / TAHUN : MI GT 1.2 2017
 PERIODE : 3 - 26 Juli 2017
 SHEET : PERFORMANCE TEST REPORT
 FUEL : BBO

PARAMETER	SATUAN	NILAI PERFORMANCE TEST GAS TURBINE 1.2					
		Performance Test Sebelum MI GT 1.2			Performance Test Setelah MI GT 1.2		
		50 MW	100 MW	Maks.	50 MW	100 MW	Maks.
Tanggal Test		21-Apr-17	21-Ago-17	21-Ago-17	9-Aug-17	9-Aug-17	9-Aug-17
Power Product	MW	50.20	100.20	105.20	49.97	100.63	107.33
Corrected Power	MW	52.06	100.88	105.04	48.35	98.32	105.90
Fuel Gas	kNm ³ /h	19.80	39.60	31.87	18.47	28.90	30.73
Fuel HSD	m ³ /h						
HHV Fuel Gas	DTU/SCP	1,091.46	1,091.46	1,091.46	1,117.77	1,117.77	1,117.77
HHV HSD	keal/kg						
SG	kg/m ³						
Ambient Temperature	°C	29.00	32.00	33.00	28.20	31.10	31.10
Compressor Outlet Temp.	°C	355.00	402.33	406.67	351.33	395.67	409.33
Compressor Out Press.	kg/cm ²	8.60	12.13	12.40	8.66	12.21	12.55
Compressor Efficiency	%	82.53	87.18	87.21	82.94	87.29	87.40
Blade Path Average Temp.	°C	484.67	530.33	541.67	469.67	520.00	539.67
Exhaust Gas Average Temp.	°C	480.33	507.33	526.00	485.00	503.67	523.67
GT Heat Rate	keal/kWh	4,049.17	3,135.15	3,109.75	3,893.40	3,019.30	3,010.41
GT Corrected Heat Rate	keal/kWh	3,973.57	3,129.58	3,112.84	3,933.70	3,050.34	3,029.58
GT Efficiency	%	21.24	27.43	27.65	22.09	28.18	28.57
GT Corrected Efficiency	%	21.64	27.48	27.63	21.86	28.19	28.39

CATATAN :


- PO MI GT 1.2 dilaksanakan pada tanggal 3 Juli 2017 sampai dengan 26 Juli 2017
- Power Product GT 1.2 pada beban maksimal naik sebesar **2.13MW**
- Efisiensi GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **0.71%**. Pada beban maksimal antara sebelum dan setelah OH naik sebesar 0.76%
- Presentase peningkatan efisiensi GT 1.2 pada beban 100 MW antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **1.05%**.
- Presentase peningkatan efisiensi GT 1.2 pada beban maksimal antara sebelum dan setelah OH naik sebesar **0.91%**.

Mengetahui
Manajer Operasi



(Sunaryo Els Mardja)

Gresik, 23 Agustus 2017
Spv. Senior Rendal Operasi PLTGU



(Purwasito)

LAMPIRAN 7 : DENSITY OF GASES (Sumber : Engineering Toolbox)

5/9/2015

Gases - Density



www.EngineeringToolBox.com

Engineering ToolBox - Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications!

Custom Search

- the most efficient way to navigate the Engineering ToolBox!

Gases - Density

Densities and molecular weights of some common gases - acetylene, air, methane, nitrogen, oxygen and others ...

Sponsored Links

LOOKING FOR ANTIBODIES?

Easily find antibodies from publications by cited technique, tissue, and more. Sign up free.



Densities, molecular weight and chemical formulas of some common gases can be found in the table below:

Gas	Formula	Molecular weight	Density - ρ -	
			(kg/m^3)	(lb/ft^3)
Acetylene (ethyne)	C_2H_2	26	1.092 ⁽¹⁾ 1.170 ⁽²⁾	0.0682 ⁽¹⁾ 0.0729 ⁽²⁾
Air		29	1.205 ⁽¹⁾ 1.293 ⁽²⁾	0.0752 ⁽¹⁾ 0.0806 ⁽²⁾
Ammonia	NH_3	17.031	0.717 ⁽¹⁾ 0.759 ⁽²⁾	0.0446 ⁽¹⁾ 0.0480 ⁽²⁾
Argon	Ar	39.948	1.661 ⁽¹⁾ 1.783 ⁽²⁾	0.1037 ⁽¹⁾ 0.11126 ⁽²⁾
Benzene	C_6H_6	78.11	3.486	0.20643
Black furnace gas			1.250 ⁽²⁾	0.0780 ⁽²⁾
Butane	C_4H_{10}	58.1	2.499 ⁽¹⁾ 2.5 ⁽²⁾	0.1556 ⁽¹⁾ 0.156 ⁽²⁾
Butylene (Butene)	C_4H_8	56.11	2.504	0.146 ⁽²⁾
Carbon dioxide	CO_2	44.01	1.842 ⁽¹⁾ 1.877 ⁽²⁾	0.1150 ⁽¹⁾ 0.1234 ⁽²⁾
Carbon disulphide		76.13		
Carbon monoxide	CO	28.01	1.165 ⁽¹⁾ 1.250 ⁽²⁾	0.0727 ⁽¹⁾ 0.0780 ⁽²⁾
Carbonated Water Gas				0.048
Chlorine	Cl_2	70.906	2.994 ⁽¹⁾	0.1869 ⁽¹⁾
Coal gas			0.36 ⁽²⁾	
Coke Oven Gas				0.034 ⁽²⁾
Combustion products			1.11 ⁽²⁾	0.069 ⁽²⁾
Cyclohexane		84.16		
Digester Gas (Sewage or Biogas)				0.062
Ethane	C_2H_6	30.07	1.264 ⁽¹⁾	0.0789 ⁽¹⁾
Ethyl Alcohol		46.07		
Ethyl Chloride		64.52		
Ethylene	C_2H_4	28.03	1.260 ⁽²⁾	0.0786 ⁽²⁾
Helium	He	4.02	0.1664 ⁽¹⁾ 0.1785 ⁽²⁾	0.01039 ⁽¹⁾ 0.011143 ⁽²⁾
N-Heptane		100.20		
Hexane		86.17		
Hydrogen	H_2	2.016	0.0899 ⁽²⁾	0.0056 ⁽²⁾
Hydrochloric Acid		36.47	1.63 ⁽²⁾	
Hydrogen Chloride	HCl	36.5	1.528 ⁽¹⁾	0.0954 ⁽¹⁾
Hydrogen Sulfide	H_2S	34.076	1.434 ⁽¹⁾	0.0895 ⁽¹⁾
Krypton			3.74 ⁽²⁾	
Methane	CH_4	16.043	0.688 ⁽¹⁾ 0.717 ⁽²⁾	0.0417 ⁽¹⁾ 0.0447 ⁽²⁾
Methyl Alcohol		32.04		
Methyl Butane		72.15		
Methyl Chloride		50.49		
Natural gas		19.5	0.7 - 0.9 ⁽¹⁾	0.044 - 0.056 ⁽¹⁾
Neon	Ne	20.179	0.8999 ⁽¹⁾	0.056179 ⁽²⁾

https://www.engineeringtoolbox.com/gas-density-d_150.html

1/7

LAMPIRAN 8 : LANJUTAN

5/9/2015

Gases - Density

Gas	Formula	Molecular weight	Density - ρ	
			(kg/m^3)	(lb/ft^3)
Nitric oxide	NO	30.0	1.240 ⁽¹⁾	0.0790 ⁽¹⁾
Nitrogen	N ₂	28.02	1.185 ⁽¹⁾	0.0727 ⁽¹⁾
Nitrogen Dioxide	NO ₂	46.006	1.2926 ⁽²⁾	0.079072 ⁽²⁾
N-Octane		114.22		
Nitrous Oxide	N ₂ O	44.013		0.114 ⁽¹⁾
Nitrous Trioxide	NO ₂	62.005		
Oxygen	O ₂	32	1.331 ⁽¹⁾	0.0831 ⁽¹⁾
Ozone	O ₃	48.0	1.4290 ⁽²⁾	0.089010 ⁽²⁾
N-Pentane		72.15		
iso-Pentane		72.15		
Propane	C ₃ H ₈	44.09	1.882 ⁽¹⁾	0.1175 ⁽¹⁾
Propene (propylene)	C ₃ H ₆	42.1	1.748 ⁽¹⁾	0.1091 ⁽¹⁾
R-11		137.37		
R-12		120.92		
R-22		86.48		
R-114		170.93		
R-123		152.93		
R-134a		102.03		
Steel				0.032
Sulfur	S	32.06		0.135
Sulfur Dioxide	SO ₂	64.06	2.279 ⁽¹⁾	0.1703 ⁽¹⁾
Sulfur Trioxide	SO ₃	80.062	2.926 ⁽²⁾	0.1829 ⁽²⁾
Sulfuric Oxide	SO	48.063		
Toluene	C ₇ H ₈	92.141	4.111	0.2435
Water Vapor, steam	H ₂ O	18.016	0.804	0.048
Water gas (bituminous)				0.054
Xenon			5.06 ⁽²⁾	

¹⁾ NTP - Normal Temperature and Pressure - is defined as 20°C (293.15 K, 68°F) and 1 atm (101.325 kN/m², 101.325 kPa, 14.7 psia, 0 psig, 30 in Hg, 760 torr)

²⁾ STP - Standard Temperature and Pressure - is defined as 0°C (273.15 K, 32°F) and 1 atm (101.325 kN/m², 101.325 kPa, 14.7 psia, 0 psig, 30 in Hg, 760 torr)

- $1 \text{ lb}_m/\text{ft}^3 = 16.018 \text{ kg}/\text{m}^3$
- $1 \text{ kg}/\text{m}^3 = 0.0624 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$

Note that even if pounds per cubic foot is often used as a measure of density in the U.S., pounds are really a measure of force, not mass. Slugs are the correct measure of mass. You can divide pounds per cubic foot by 32.2 for a rough value in slugs.

Sponsored Links

steam boiler - Save Energy More T

Steam Boiler for Sugar Paper Textile Food Industry & Power Plant for
boiler.com/steam-boiler

Related Topics

- **Gases and Compressed Air** - Air, LNG, LPG and other common gas properties, pipeline capacities, sizing of relief valves
- **Material Properties** - Material properties for gases, fluids and solids - densities, specific heats, viscosities and more
- **Density** - Density of different solid materials, liquids and gases. Definitions and conversion calculators.

Related Documents

- **Air - Molecular Weight and Composition** - Dry air is a mixture of gases where the average molecular weight (or molar mass) can be calculated by adding the weight of each component
- **Benzene Gas - Specific Heat** - Specific heat of Benzene Gas - C6H6 - at temperatures ranging 250 - 900 K
- **Biogas - Carbon Nitrogen Ratios** - Carbon - Nitrogen ratios for biogas produced from various raw materials
- **Biogas - Typical Composition** - Typical composition of biogas produced from household waste
- **Biogas Potential from Animal Manure** - Potential biogas production from animal manure
- **Boiling Points for common Liquids and Gases** - Boiling points of some common liquids and gases - acetone, butane, propane ..
- **Butane - Thermophysical Properties** - Chemical, physical and thermal properties of n-Butane
- **Classification of Gases** - Oxidizers, Inert and Flammable gases
- **Densities of Common Materials** - Densities of common products in both Imperial and SI-units
- **Density Converter** - Online density converter with commonly used units

https://www.engineeringtoolbox.com/gas-density-d_156.html

2/7

LAMPIRAN 9 : SPECIFIC GRAVITIES OF GASES

(Sumber : Engineering Toolbox)

5/9/2016

Gases - Specific Gravities



The Engineering Toolbox

www.EngineeringToolBox.com

Engineering Toolbox - Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications!

Custom Search

- the most efficient way to navigate the Engineering ToolBox!

Gases - Specific Gravities

Specific gravity of air, ammonia, butadiene, carbon dioxide, carbon monoxide and some other common gases

Sponsored Links

FIND PUBLISHED ANTIBODIES

Our algorithm screens the literature so you don't have to. Sign up free.



Specific gravity gases:

Gas	Specific Gravity ¹⁾ - 50 -
Acetylene (ethyne) - C ₂ H ₂	0.899
Air ¹⁾	1.000
Alcohol vapor	1.601
Ammonia - NH ₃	0.58
Argon - Ar	1.38
Arsine	2.85
Benzene - C ₆ H ₆	2.6969
Blast Furnace gas	1.02
1,2 - Butadiene - C ₄ H ₆	1.8676
Butane - C ₄ H ₁₀	2.0061
1-Butene (Butylene) - C ₄ H ₈	1.9372
Isobutane - C ₄ H ₁₀	1.94
Carbon dioxide - CO ₂	1.5190
Carbon monoxide - CO	0.9667
Carburized Water Gas	0.63
Chlorine - Cl ₂	2.486
Coke Oven Gas	0.44
Cyclobutane	1.938
Cyclohexane	2.9057
Cyclopentane	2.4215
Cyclopropane	1.461
n - Calcium	4.8126
Deutrium - D ₂	0.070
Digative Gas (Sewage or Biogas)	0.8
2,3 - Dimethylbutane	2.0753
2,2 - Dimethylpentane	3.4306
Diisobutyl	3.9439
Ethane - C ₂ H ₆	1.0378
Ether vapor	2.586
Ethylbenzene	3.6955
Ethyl Chloride - C ₂ H ₅ Cl	2.23
Ethylene (Ethene) - C ₂ H ₄	0.9686
3 - Ethylpentane	3.4306
Fluorine	1.31
Helium - He	0.138
n - Heptane	3.4306
n - Hexane	2.0753
Hydrogen	0.0696
Hydrogen chloride - HCl	1.268
Hydrogen sulfide - H ₂ S	1.1763
Hydrofluoric acid	2.370
Hydrochloric acid	1.261
Ikumating gas	0.4
Isobutane	2.0069
Isobutene	1.9372
Isoclarane	3.9439
Isopentane	2.4911

https://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravities-gases-d_334.html

1/7

LAMPIRAN 10 : LANJUTAN

5/9/2016

Gases - Specific Gravities

Gas	Specific Gravity ¹⁾
Isoprene	2.3519
Isopropylbenzene	4.1485
Krypton	2.99
Merah gas	8.985
Mercury vapor	6.980
Methane - CH ₄	0.5537
Methylcyclopentane	2.9057
Methylcyclohexane	3.39
Methyl Chloride	1.74
2 - Methylhexane	3.4596
2 - Methylpentane	2.9783
Natural Gas (typical)	0.60 - 0.70
Neohexane	2.9753
Neopentane	2.4911
Neon	0.897
Nitric oxide - NO	1.037
Nitrogen - N ₂ (pure)	0.9689
Nitrogen - N ₂ (atmospheric)	0.9723
Nitrous oxide - N ₂ O	1.530
n - Nonane	4.4282
n - Octane	3.9439
Oxygen - O ₂	1.1044
Ozone	1.680
n - Pentane	2.4911
Phosgene	1.39
Propane - C ₃ H ₈	1.5219
Propene (Propylene) - C ₃ H ₆	1.4529
R-11	4.742
R-12	4.174
R-22	2.985
R-114	5.9
R-123	5.279
R-134a	3.522
Sesol	0.42
Silane	1.11
Styrene	3.5999
Sulfur Dioxide - SO ₂	2.264
Toluene - Methylbenzene	3.1082
Triptane	3.4596
Water gas (Bulminous)	0.71
Water vapor	0.6216
Xenon	4.53
o - Xylene	3.6935

¹⁾ NTP - Normal Temperature and Pressure - is defined as 20°C (293.15 K, 68°F) and 1 atm (101.325 kN/m², 101.325 kPa, 14.7 psia, 0 psig, 30 in Hg, 760 torr)

Since specific gravity is the ratio between the density (mass per unit volume) of an actual gas and the density of air - specific gravity has no dimension. The density of air at NTP is 1.205 kg/m³.



著名デザイナー
が手掛けた

6カ国
グラフ
それぞれ
作品を

Sponsored Links

Related Topics

- **Control Valves** - Control Valve terminology, bodies, trim, flow characteristics, Cv and Kv sizing, noise, actuators and positioners
- **Gases and Compressed Air** - Air, LNG, LPG and other common gas properties, pipeline capacities, sizing of relief valves
- **Material Properties** - Material properties for gases, fluids and solids - densities, specific heats, viscosities and more

Related Documents

- **Biogas - Carbon Nitrogen Ratios** - Carbon - Nitrogen ratios for biogas produced from various raw materials
- **Biogas - Typical Composition** - Typical composition of biogas produced from household waste
- **Biogas Potential from Animal Manure** - Potential biogas production from animal manure
- **Boiling Points for common Liquids and Gases** - Boiling points of some common liquids and gases - acetone, butane, propane ..
- **Butane - Thermophysical Properties** - Chemical, physical and thermal properties of n-Butane

https://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravities-gases-d_334.html

2/7

LAMPIRAN 11 : SPECIFIC HEAT OF GASES

(Sumber : Engineering Toolbox)

5/9/2015

Specific Heat and Individual Gas Constant of Gases



The Engineering Toolbox

www.EngineeringToolBox.com

Engineering Toolbox - Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications!

Custom Search

- the most efficient way to navigate the Engineering ToolBox!

Specific Heat and Individual Gas Constant of Gases

Specific heat at constant volume, specific heat at constant pressure, specific heat ratio and individual gas constant - R - common gases as argon, air, ether, nitrogen and many more ..

Sponsored Links

Get paid for doing what you love

The specific heat (= specific heat capacity) at constant pressure and constant volume processes, and the ratio of specific heats and individual gas constants - R - for some commonly used "ideal gases", are in the table below (approximate values at 66°F (20°C) and 14.7 psia (1 atm)).

For conversion of units, use the [Specific heat online unit converter](#).

See also tabulated values of specific heat capacity of food and foodstuff, metals and semimetals, common liquids and fluids, common solids and other common substances as well as values of molar heat capacity of common organic substances and inorganic substances.

Gas or Vapor	Formula	Specific Heat				Specific Heat Ratio $\kappa = c_p / c_v$	Individual Gas constant - R -	
		c_p (kJ/kg K)	c_v (kJ/kg K)	c_p (Btu/(lb _m °F))	c_v (Btu/(lb _m °F))		$c_p - c_v$ (kJ/kg K)	$c_p - c_v$ (Btu/(lb _m °F))
Acetone	(CH ₃) ₂ CO	1.47	1.32	0.35	0.32	1.11	0.15	
Acetylene	C ₂ H ₂	1.69	1.37	0.35	0.27	1.232	0.319	59.34
Air		1.01	0.718	0.24	0.17	1.40	0.287	53.34
Alcohol (ethanol)	C ₂ H ₅ OH	1.88	1.67	0.45	0.4	1.13	0.22	
Alcohol (methanol)	CH ₃ OH	1.93	1.53	0.46	0.37	1.26	0.39	
Ammonia	NH ₃	2.19	1.66	0.52	0.4	1.31	0.53	96.5
Argon	Ar	0.520	0.312	0.12	0.07	1.667	0.208	
Benzene	C ₆ H ₆	1.09	0.99	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	Br ₂	0.25	0.2	0.06	0.05	1.28	0.05	
Butane	C ₄ H ₁₀	1.67	1.53	0.395	0.356	1.094	0.143	26.5
Carbon dioxide	CO ₂	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	1.40	0.297	55.14
Carbon disulphide	CS ₂	0.67	0.55	0.16	0.13	1.21	0.12	
Chlorine	Cl ₂	0.48	0.36	0.12	0.09	1.34	0.12	
Chloroform	CHCl ₃	0.63	0.55	0.15	0.13	1.15	0.08	
Coal gas		2.14	1.59					
Combustion products		1		0.24				
Ethane	C ₂ H ₆	1.75	1.48	0.39	0.32	1.187	0.276	51.5
Ether (diethyl ether)	(C ₂ H ₅) ₂ O	2.01	1.95	0.48	0.47	1.03	0.06	
Ethylene	C ₂ H ₄	1.53	1.23	0.4	0.33	1.240	0.296	55.08
Chlorodifluoromethane, R-22	CHClF ₂					1.18		
Helium	He	5.19	3.12	1.25	0.75	1.667	2.08	386.3
Hexane	C ₆ H ₁₄					1.06		
Hydrochloric acid		0.795	0.567					
Hydrogen	H ₂	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	H ₂ S			0.243	0.187	1.32		45.2

https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d_159.html

1/7

LAMPIRAN 12 : LANJUTAN

5/9/2015

Specific Heat and Individual Gas Constant of Gases

Gas or Vapor	Formula	Specific Heat				Specific Heat Ratio $k = c_p / c_v$	Individual Gas constant - R -	
		c_p (kJ/kg K)	c_v (kJ/kg K)	c_p (Btu/lb _m °F)	c_v (Btu/lb _m °F)		$c_p - c_v$ (kJ/kg K)	$c_p - c_v$ (Btu/lb _m °R)
Hydroxyl	OH	1.76	1.27			1.384	0.489	
Krypton	Kr	0.25	0.151					
Methane	CH ₄	2.22	1.70	0.59	0.45	1.304	0.518	96.4
Methyl Chloride	CH ₃ Cl			0.240	0.200	1.20		30.6
Natural Gas		2.34	1.85	0.56	0.44	1.27	0.5	79.1
Neon	Ne	1.03	0.618			1.667	0.412	
Nitric Oxide	NO	0.995	0.718	0.23	0.17	1.386	0.277	
Nitrogen	N ₂	1.04	0.743	0.25	0.18	1.400	0.297	54.99
Nitrogen tetroxide	N ₂ O ₄	4.69	4.6	1.12	1.1	1.02	0.09	
Nitrous oxide	N ₂ O	0.88	0.69	0.21	0.17	1.27	0.18	35.1
Oxygen	O ₂	0.919	0.659	0.22	0.16	1.395	0.260	48.24
Pentane	C ₅ H ₁₂					1.07		
Propane	C ₃ H ₈	1.67	1.48	0.39	0.34	1.13	0.189	35.0
Propene (propylene)	C ₃ H ₆	1.5	1.31	0.36	0.31	1.15	0.18	36.8
Water Vapor Steam 1 psia, 120 – 600 °F	H ₂ O	1.93	1.46	0.46	0.35	1.32	0.462	
Steam 14.7 psia, 220 – 600 °F	H ₂ O	1.97	1.5	0.47	0.36	1.31	0.46	
Steam 150 psia, 360 – 600 °F	H ₂ O	2.26	1.76	0.54	0.42	1.28	0.5	
Sulfur dioxide (Sulphur dioxide)	SO ₂	0.64	0.51	0.15	0.12	1.29	0.13	24.1
Xenon	Xe	0.16	0.097					

- $k = c_p / c_v$ - the specific heat capacity ratio
- c_p = specific heat in a constant pressure process
- c_v = specific heat in a constant volume process
- R - Individual Gas constant

For conversion of units, use the [Specific heat online unit converter](#).

See also tabulated values of specific heat of food and foodstuff, metals and semimetals, common liquids and fluids, Common solids and other common substances as well as values of molar heat capacity of common organic substances and inorganic substances.

Trading online

Dapatkan bonus trading \$30 anda*

*SMK berlaku. Trading Forex dan CFD memiliki resiko tinggi dan dapat menyebabkan kerugian atas seluruh modal.

Sponsored Links

Related Topics

- [Material Properties](#) - Material properties for gases, fluids and solids - densities, specific heats, viscosities and more
- [Thermodynamics](#) - Effects of work, heat and energy on systems

Related Documents

- [Air - Specific Heat at Constant Pressure and Varying Temperature](#) - Online calculator, figures and tables showing how specific heat (Cp and Cv) of dry air vary with temperature at different pressures, SI and imperial units
- [Argon - Thermophysical Properties](#) - Chemical, Physical and Thermal Properties of Argon
- [Compression and Expansion of Gases](#) - Isothermal and isentropic gas compression and expansion processes
- [Ethane - Density and Specific Weight](#) - Online calculator, figures and tables showing density and specific weight of ethane, C₂H₆, at varying temperature and pressure - Imperial and SI Units
- [Gases - Dynamic Viscosity](#) - Absolute viscosities of gases
- [Gases - Molar Specific Heat](#) - Molar specific heats of gases at constant volume
- [Heat Capacity](#) - The heat capacity of a substance is the amount of heat required to change its temperature by one degree, and has units of energy per degree
- [Heat, Work and Energy](#) - Heat, work and energy tutorial - essentials as specific heat
- [Ideal Gas Law](#) - The relations between volume, pressure, temperature and quantity of a gas, including definition of density of a gas.

https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d_159.html

2/7

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kabupaten Gresik, 28 Pebruari 1997, merupakan anak tunggal. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Muslimat NU 2 Trate Gresik, SD Nahdlatul Ulama 1 Trate Gresik, SMP Negeri 1 Gresik, dan SMA Negeri 1 Gresik. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2115 030 022. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Staff PSDM HMDM FTI-ITS Periode 2016-2017, Menjadi Staff Divisi Chassis Basudewo D3 Teknik Mesin Periode 2016-2017 dan menjadi Staff Ahli PSDM HMDM FV-ITS Periode 2017-2018. PT PJB UP Gresik merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 1 Agustus s/d 31 Agustus 2017.

Email: athokdelonge78@gmail.com