



**TUGAS AKHIR - TM145502**

**PENGARUH VARIASI BEBAN TERHADAP PERFORMA  
TURBIN GAS DI PLTGU BLOK GT 1.3 PT. INDONESIA  
POWER GRATI,PASURUAN.**

**MUHAMAD NAFI' ANNUR**  
**NRP 2114 030 057**

**Dosen Pembimbing**  
**Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT. PhD.**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III**  
**Departemen Teknik Mesin Industri**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2017**



**TUGAS AKHIR - TM145502**

**PENGARUH VARIASI BEBAN TERHADAP  
PERFORMA TURBIN GAS DI PLTGU BLOK GT 1.3  
PT. INDONESIA POWER GRATI,PASURUAN.**

**MUHAMAD NAFI' ANNUR**  
NRP 2114 030 057

Dosen Pembimbing  
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT. PhD.

PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



**FINAL PROJECT - TM 145502**

**EFFECT OF LOAD VARIATIONS TO GAS TURBINE  
PERFORMANCE AT PLTGU BLOK GT 1.3 PT.  
INDONESIA POWER GRATI, PASURUAN.**

**MUHAMAD NAFI' ANNUR**  
NRP 2114 030 057

**COUNSELOR LECTURER**  
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT. PhD.

Diplome III Program  
Industrial Mechanical Engineering Departement  
Vacational Faculty  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
Surabaya 2017

**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**PENGARUH VARIASI BEBAN TERHADAP  
PERFORMA TURBIN GAS DI PLTGU BLOK GT 1.3  
PT. INDONESIA POWER GRATI,PASURUAN**

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

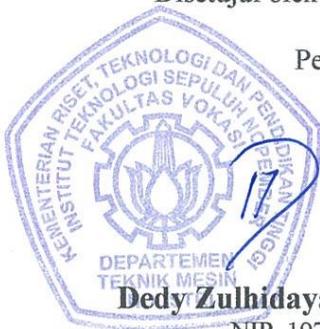
Oleh :

**Muhamad Nafi' Annur**

NRP. 2114 030 057

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir

Pembimbing



**Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD**

NIP. 19751206 200501 1 002

**SURABAYA**

**JULI 2017**

# **PENGARUH VARIASI BEBAN TERHADAP PERFORMA TURBIN GAS DI PLTGU BLOK GT 1.3 PT. INDONESIA POWER GRATI,PASURUAN**

**Nama Mahasiswa** : Muhamad Nafi' Annur  
**NRP** : 2114 030 057  
**Departemen** : Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

## **Abstrak**

*Pada unit pembangkitan listrik tenaga gas dan uap atau yang biasa dikenal dengan nama PLTGU sering mengalami perubahan beban sesuai dengan kebutuhan listrik yang diminta. Perubahan beban kerja pembangkitpun juga akan mempengaruhi efisiensi dari pembangkit. Efisiensi yang berbeda disetiap beban kerja akan berdampak pada perbandingan biaya produksi dan jumlah produksi yang dihasilkan. Dengan mengetahui efisiensi pada tiap beban maka hal ini akan berguna sebagai rekomendasi dalam memilih beban kerja dengan efisiensi paling baik.*

*Dari hasil proses perhitungan properties pada masing-masing titik disiklus turbin gas blok GT 1.3. PLTGU PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan. Selanjutnya akan dihitung performa turbin gas lalu membandingkan performa turbin dengan empat variasi beban yang berbeda. Performa turbin yang akan dihitung antara lain adalah daya kompresor, daya turbin, daya bersih, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi siklus.*

*Setelah dilakukan perhitungan, dapat disimpulkan bahwa beban operasi paling baik terdapat pada beban kerja 100 MW. Dengan SFC sebesar 0,226 kg/kWh dan efisiensi sebesar 28,93%. Nilai ini akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya.*

*Kata Kunci : Efisiensi, Variasi beban, Performa, Turbin gas.*

# **EFFECT OF LOAD VARIATIONS TO GAS TURBINE PERFORMANCE AT PLTGU BLOCK GT 1.3 PT. INDONESIA POWER GRATI, PASURUAN**

**Nama Mahasiswa** : Muhamad Nafi' Annur  
**NRP** : 2114 030 057  
**Departement** : Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

## **Abstract**

*In the power generation unit of gas and steam (PLTGU), workload usually changes accordance with the requested of amount of electricity. The workload changing also will give impact to the efficiency of the plant. The different of efficiencies on each workload will impact to the comparison between production costs and production quantities. By knowing the efficiency at each workloads, this project will be useful as a recommendation in selecting workload with the best efficiency.*

*From the result of the properties at each point in gas turbine cycle GT 1.3 at PT.Indonesia Power Grati,Pasuruan. Next is calculating the performance then comparing the performance with four different load variations. The performance of turbine will be consist of work of compressor, work of turbine, net work, SFC, efficiency of compressor, efficiency of turbine, and efficiency of cycle.*

*After calculation process, we can conclude that the best workload is found on the 100 MW workload. With SFC value is 0,223 kg/kWh and the efficiency value is 28,93%. This value will have impact on the production costs which the most-effective compared with other workloads.*

*Keywords: efficiency, load variation, performance of gas turbines, gas turbines.*

## KATA PENGANTAR

Dengan mengucap segala puji dan syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat dan hidayah- Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **PENGARUH VARIASI BEBAN TERHADAP PERFORMA TURBIN GAS DI PLTGU BLOK GT 1.3 PT. INDONESIA POWER GRATI,PASURUAN .**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerjasama 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 PhD selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, Msc selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT selaku Dosen Wali yang telah memberikan gambaran, motivasi dan bantuan dalam menempuh perkuliahan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
6. Bapak Subekhi selaku pembimbing dalam melaksanakan Tugas Akhir di PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan.
7. Mas Jeffry, Mas Bowo, Bapak-Bapak dan mas-mas HAR Mesin, operator CCR dan seluruh karyawan PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan.

8. Semua dosen dan karyawan Progam Studi D III Teknik Mesin FTI-ITS.
9. Ibu dan Ayah tercinta, Adek dan Keluarga tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materil, serta spiritual kepada penulis.
10. Teman – teman sebimbangan yang saling memberi semangat dan motivasi untuk menyelesaikan tugas akhir ini selama pembimbingan.
11. Saudara-saudara seperjuangan D III Teknik Mesin FTI-ITS 2014 dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.
12. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Akhirnya semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa depan yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan , sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang datang.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
TITLE PAGE .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK .....	iv
ABSTRACT .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Permasalahan .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Metode Penulisan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	4
1.7 Manfaat .....	4

### BAB II DASAR TEORI

2.1. Turbin Gas dan Komponennya .....	7
2.1.1 Pengertian Turbin Gas .....	7
2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas .....	8
2.1.3 Turbin yang digunakan pada PLTGU .....	11
2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas .....	11
2.2 Siklus pada Turbin Gas .....	17
2.2.1 Siklus Ericson .....	17
2.2.2 Siklus Stirling.....	18

2.2.3 Siklus Brayton.....	18
2.3 Air Fuel Ratio, Spesific Fuel Consumption, dan Effisiensi .....	22
2.3.1 Air Fuel Ratio.....	22
2.3.2 Spesific Fuel Consumption .....	22
2.3.3 Effisiensi .....	23
2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas .....	23
2.5 Proses Produksi Listrik di PT. Indonesia Power.....	24

### BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir .....	27
3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	28
3.2.1 Observasi Lapangan .....	29
3.2.2 Studi Literature .....	29
3.2.3 Perumusan Masalah .....	29
3.2.4 Pengumpulan Data .....	29
3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties .....	30
3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas .....	30
3.2.7 Pengeplotan pada Grafik dan Analisa .....	30
3.2.8 Penyusunan Buku Laporan .....	30

### BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

4.1 Data Hasil Pengamatan .....	31
4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT. Indonesia Power dengan variasi beban berbeda.....	31
4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik .....	31
4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas .....	38
4.2.3 Perhitungan Properties dan Prforma Turbin Gas dengan Variasi Beban dalam Bentuk Tabel .....	44

4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT. Indonesia Power dengan variasi beban berbeda. ....	45
4.3.1 Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih pada tiap Beban .....	46
4.3.2 Perbandingan efisiensi siklus dan SFC (Specific Fuel Consumption) pada tiap Beban .....	47
4.3.3 Perbandingan Efisiensi Siklus, Efisiensi Kompresor dan Efisiensi Turbin pada tiap Beban .....	48

## BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan .....	49
5.2 Saran.....	49

DAFTAR PUSTAKA .....	xiii
----------------------	------

## LAMPIRAN

## BIODATA PENULIS

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin Gas.....	7
Gambar 2.2 Open Cycle gas Turbine.....	8
Gambar 2.3 Close Cycle gas Turbine.....	9
Gambar 2.4 Siemens SGT-200 as single shaft turbine.....	10
Gambar 2.5 Siemens SGT-200 as twin shaft turbin.....	10
Gambar 2.6 Turbin Gas Saat Overhaul.....	11
Gambar 2.7 Komponen Turbin Gas.....	12
Gambar 2.8 Combution Chamber .....	14
Gambar 2.9 Turbin Aksi(impluse) dan Turbin Reaksi.....	17
Gambar 2.10 Simple Open Cylce Gas Turbine.....	18
Gambar 2.11 Siklus pada Turbin Gas.....	19
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih.....	46
Gambar 4.2 Grafik Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC.....	47
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Efisiesnsi pada Tiap Beban.....	48

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data Komposisi, Presentase dan <i>Specific Heat</i> Bahan Bakar Gas.....	32
Tabel 4.2 Data properties <i>natural gas</i> dan udara.....	33
Tabel 4.3 Data Operasi GT 1.3.....	34
Tabel 4.4 Data Operasi GT 1.3 (Konversi).....	35
Tabel 4.5 Data Operasi dan Perhitungan Properties Tiap Titik Pada Variasi Beban.....	44
Tabel 4.6 Perhitungan Performa Pada Variasi Beban.....	45

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Pada masa modern seperti sekarang, kebutuhan listrik menjadi kebutuhan yang sangat penting bagi manusia dan kebutuhan tersebut semakin bertambah dari waktu ke waktu. Pembangunan pembangkit listrik terus dilakukan oleh beberapa negara termasuk Indonesia. Indonesia saat ini melaksanakan program percepatan pembangunan pembangkit listrik sebesar 35.000 MW dengan mendirikan beberapa pembangkit listrik, terutama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) berbahan bakar gas. Pada tahun 2016, PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan melakukan pembangunan Blok baru PLTGU dengan total kapasitas produksi 450 MW.

PLTGU dengan bahan bakar gas kini sedang dikembangkan di berbagai wilayah karena bahan bakar gas lebih ekonomis dan berbagai kelebihan lainnya. Pada PLTGU terdapat berbagai macam komponen utama yaitu kompresor, turbin, combustor, dan generator. Jika komponen-komponen tersebut digunakan secara terus menerus, maka akan mempengaruhi keandalan (performa) dan umur pakainya (lifetime). Hal ini akan berpengaruh langsung terhadap efisiensi pembangkit. Jika efisiensi pembangkit rendah maka perbandingan biaya operasional tidak sebanding dengan jumlah produksinya.

Kebutuhan listrik dapat berubah-ubah tiap waktunya sehingga juga mempengaruhi permintaan jumlah listrik oleh konsumen. Oleh karena itu, PLTGU sering mengalami perubahan beban produksi untuk menyesuaikan jumlah produksi dengan permintaan konsumen. Dalam merespon perubahan beban, maka secara otomatis suplai bahan bakar, suplai udara pembakaran, serta gas buangnya akan berubah. Perubahan beban kerja pembangkit pun juga akan mempengaruhi efisiensi dari pembangkit.

Dengan mengetahui efisiensi pada tiap beban maka dapat diketahui pada beban berapakah efisiensi PLTGU semakin tinggi. Hal ini akan berguna nantinya sebagai rekomendasi beban operasi

yang paling bagus. Dari latar belakang tersebut maka penulis selanjutnya akan melakukan analisis termodinamika untuk mengetahui pengaruh variasi beban terhadap performa Turbin Gas di Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan

## **1.2 Permasalahan**

Permintaan kebutuhan listrik konsumen dapat berubah-ubah dari waktu ke waktu. Hal tersebut mempengaruhi jumlah produksi listrik yang dihasilkan oleh pembangkit. Untuk merubah jumlah produksi listrik tersebut, beban produksi harus berubah dengan merubah suplai bahan bakar dan suplai udara.

Beban kerja yang berubah-ubah juga mempengaruhi efisiensi kerja dari pembangkit. Efisiensi dari siklus, turbin dan kompresor berbeda-beda disetiap beban kerjanya. Untuk itu penulis akan mencari beban kerja yang memiliki efisiensi tertinggi. Selanjutnya nanti, hasil dari penelitian ini dapat menjadi rekomendasi dalam memilih beban kerja dengan efisiensi paling baik.

## **1.3 Batasan Masalah**

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

1. Perhitungan kerja dan efisiensi, menggunakan data kerja hasil observasi dari PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari turbin gas 1.3 PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan (open cycle) dengan beban 30 MW, 50 MW, 75 MW dan 100 MW
3. Perhitungan kerja menggunakan siklus brayton sederhana didasarkan pada analisis termodinamika dengan menggunakan beberapa asumsi.
4. Tidak membahas material yang digunakan untuk membuat turbin gas.
5. Tidak membahas tantangan perpindahan panas yang terjadi dalam tahap-tahap yang ada di turbin gas

## **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini yaitu untuk mengetahui beban kerja pembangkit yang memiliki efisiensi paling tinggi. Beban tersebut merupakan beban yang paling baik sebab hasil produksinya lebih tinggi dengan menekan biaya-biaya yang dikeluarkan. Sehingga dapat digunakan sebagai rekomendasi beban dalam melakukan proses produksi.

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini ditinjau dari latar belakang dan rumusan masalah adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perbandingan efisiensi turbin gas di Blok 1.3 PT INDONESIA POWER Grati, Pasuruan pada beban operasi yang bervariasi.
2. Mengetahui perbandingan *spesifik fuel consumption* turbin gas di Blok 1.3 PT INDONESIA POWER Grati, Pasuruan antar beban operasi yang bervariasi.

## **1.5 Metode Penulisan**

Metode penulisan pada tugas akhir pengaruh variasi beban terhadap performa Turbin Gas di Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur  
Studi literatur sebagai bahan persiapan untuk menganalisis sistem. Studi literatur berkaitan dengan analisis perhitungan termodinamika dan unjuk kerja
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing  
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi/responsi dengan dosen pembimbing.
3. Observasi Data  
Melakukan observasi data – data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTGU blok GT. 1.3 PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan
4. Analisa data  
Menghitung efisiensi dan mengetahui proses perawatan, dengan menggunakan buku-buku pedoman dan data data.

## 5. Membuat Kesimpulan

Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir dapat mengambil kesimpulan tentang hasil dari analisa tersebut.

### 1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

#### BAB I PENDAHULUAN

Latar belakang penulisan, permasalahan, batasan masalah, tujuan penulisan, dan sistematika penulisan.

#### BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja PLTGU, komponen-komponen PLTGU, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

#### 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

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan kapasitas, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

#### BAB V PENUTUP

Berisikan kesimpulan dan saran. .

#### LAMPIRAN

### 1.7 Manfaat

Berdasarkan uraian tentang efisiensi kerja Turbin Gas, maka penulisan Tugas Akhir ini diharapkan bermanfaat bagi :

#### 1. Perusahaan.

Dari analisa ini diharapkan adanya suatu hasil yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan, sebagai informasi dalam operasional, khususnya mengenai beban kerja turbin gas dengan efisiensi tertinggi.

2. Penulis.

Hasil penulisan Tugas Akhir ini diharapkan dapat berguna dan memberi masukan untuk menambah pengalaman dan pengetahuan tentang perhitungan kinerja Turbin Gas

3. Pihak lain

Dapat dijadikan masukan dan informasi bagi pihak lain mengenai kinerja Turbin Gas

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **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 kinetis diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis, fluida kerjanya dapat berupa air, uap air (steam) ataupun flue gas.

Sedangkan turbin gas adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya adalah campuran udara dan bahan bakar berupa flue gas yang dihasilkan dari ruang bakar. Prinsip dasar pengoperasian turbin ini adalah merubah energi kinetis yang berupa kecepatan aliran udara panas menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga menghasilkan daya.



**Gambar 2.1** Turbin Gas [1]

Bagian turbin yang berputar disebut rotor dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban. Turbin gas merupakan komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompressor, ruang bakar dan turbin gas.

Oleh sebab itu dalam sistem turbin gas terjadi tiga proses pokok untuk memproduksi energi yaitu :

1. Proses penekanan/pemampatan udara (kompresi)
2. Proses pembakaran udara - bahan bakar
3. Proses ekspansi gas hasil pembakaran.

Mesin turbin yang paling sederhana terdiri dari sebuah bagian yang berputar disebut rotor, yang terdiri atas sebuah poros/shaft dengan sudu-sudu atau blade yang terpasang disekelilingnya. Rotor tersebut berputar akibat dari tumbukan aliran fluida atau berputar sebagai reaksi dari aliran fluida tersebut.

### 2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

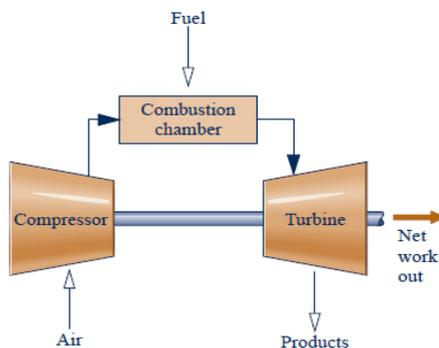
Sistem turbin gas dapat di klasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

- Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan siklusnya
- Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan konstruksinya

#### A. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

##### 1. Siklus Terbuka (Opened Cycle)

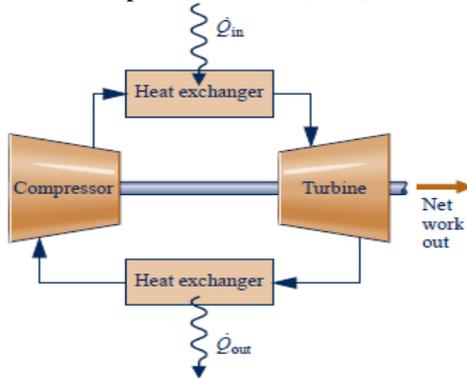
Pada sistem turbin gas siklus terbuka dimana fluida kerja (udara) dikompresikan dari udara bebas, kemudian mengalami proses pembakaran diruang bakar, berekspansi di Turbin dan akhirnya keluar lagi ke udara bebas walaupun terbentuk gas sisa pembakaran atau dengan kata lain sistem ini terbuka terhadap udara bebas. gambar berikut adalah skema siklus terbuka.



**Gambar 2.2** Open Cycle Gas Turbine [2]

## 2. Siklus Tertutup (Closed Cycle)

Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas bekas yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk di kompresikan kembali, tetapi sebelum mendekati kompresor gas bekas tersebut mengalami pendinginan hingga temperatur awal memasuki kompresor pada sebuah alat penukar kalor (APK).

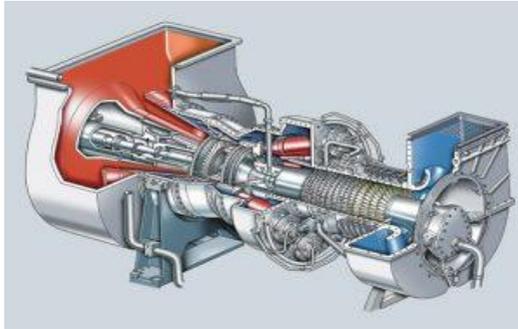


Gambar 2.3 Open Cycle Gas Turbine [2]

## B. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya

### 1. Turbin Gas Berporos Tunggal ( Single Shaft )

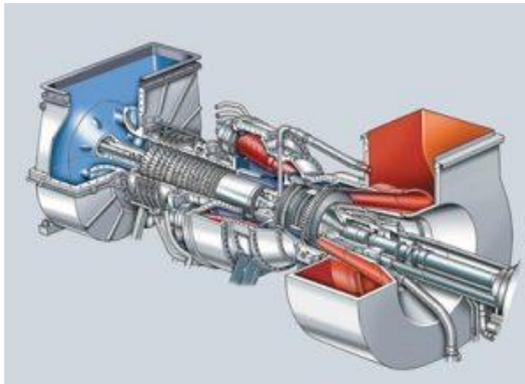
Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdiri dari beberapa komponen utama turbin gas, seperti sudu turbin dan sudu kompresor. Jenis ini banyak digunakan untuk pembangkit listrik maupun industri, karena digunakan pada daya beban torsi yang konstan.



**Gambar 2.4** Siemens SGT-200 as single shaft turbine [3]

## **2. Turbin Gas Berporos Ganda ( Twin Shaft )**

Turbin jenis ini merupakan turbin gas yang terdiri dari turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah, dimana turbin gas ini digunakan untuk menggerakkan beban yang berubah seperti kompresor pada unit. Turbin gas ini menggunakan poros ganda atau lebih dan biasanya digunakan untuk beban torsi yang tinggi ataupun bervariasi.



**Gambar 2.5** Siemens SGT- 200 as twin-shaft turbine [4]

### 2.1.3 Turbin yang digunakan di PLTGU PT.Indonesia Power Grati,Pasuruan



**Gambar 2.6** Turbin Gas saat Overhaul

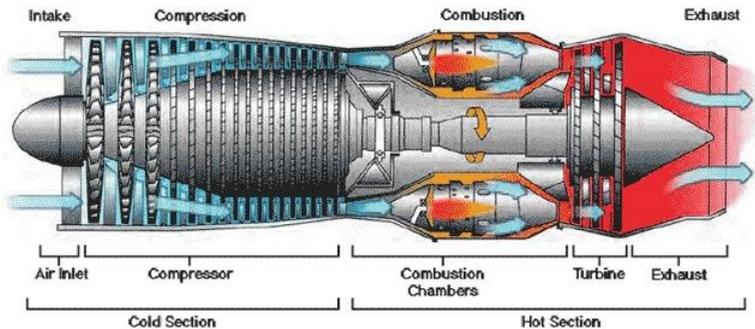
Turbin yang digunakan di PLTGU PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan adalah sebagai berikut:

- Tipe : MW 701 D, single shaft
- Dibuat : November 1993 oleh Mitsubishi Heavy Industries Ltd. Japan
- kompresor : Axial flow, 19 stages
- Ruang Bakar : Cannular type, 18 combustor basket
- Turbin : Turbin reaksi, 4 stages
- Bahan bakar : Oil (HSD) dan Gas
- Kapasitas rated ISO peak : 134,100 MW
- Kapasitas rated site base : 113,840 MW

### 2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas

Ada 3 komponen Utama Turbin Gas

1. Kompresor
2. Ruang bakar
3. Turbin



**Gambar 2.7** Komponen Turbin Gas [5]

## 1. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan mengkompresikannya sehingga pada tekanan tertentu. Selain untuk pemanfaatan udara bertekanan juga digunakan untuk pendinginan suhu turbin gas

Kompresor yang biasanya dipakai pada turbin gas adalah kompresor axial dan kompresor sentrifugal. Pada kompresor axial, bentuk dari sudu-sudu rotor mendekati bentuk dari airfoils. Secara global kompresor bekerja dengan cara menghisap udara kemudian mendorong udara ini ke sudu tetap. Pada sudu tetap ini, bentuknya menyerupai bentuk dari difusor. Difusor ini berfungsi untuk memperbesar tekanan dan menurunkan kecepatan dari udara.

- Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal banyak dipakai pada turbin gas yang relatif berukuran kecil. Kompresor sentrifugal ini terdiri dari impeller yang tersimpan dalam suatu rumah yang berisi diffuser. Udara disedot kedalam pusat impeller yang berputar dengan cepat. Kemudian disalurkan pada tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi pada diffuser stasioner. Penurunan kecepatan udara dan energi kinetik mengakibatkan kenaikan tekanan melalui impeller yang lebih dari dua tingkat pada turbin gas.

Impeller sentrifugal mempunyai pemasukan udara tunggal atau ganda. Kompresor yang menggunakan pemasukan udara ganda berfungsi untuk menaikkan kapasitas aliran.

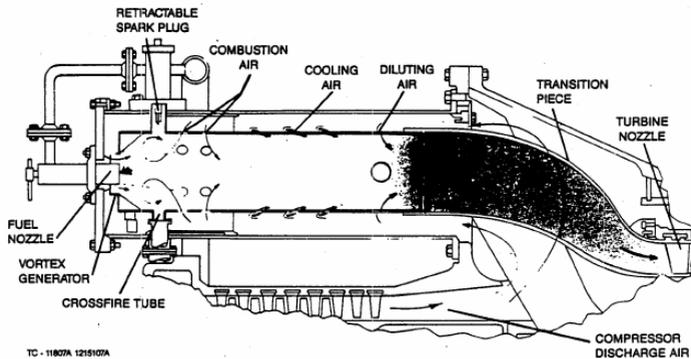
- **Kompresor Aliran Aksial**

Kompresor ini dinamakan kompresor aksial karena udara mengalir paralel terhadap sumbu rotor. Selama kompresi melalui satu susunan yang terdiri dari beberapa tingkat. Tiap tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang terpasang pada rumah kompresor. Sebagai perbandingan dengan kompresor sentrifugal, kompresor aliran aksial bisa mencapai 19 tingkat untuk menghasilkan tekanan operasi yang diinginkan.

Sebagaimana kompresor aliran sentrifugal, sebagian energi kinematik yang hilang pada udara oleh sudu gerak diimbangi dengan kenaikan tekanan pada sudu tetap. Stator juga berfungsi untuk mengarahkan aliran ke tingkat rotor berikutnya pada sudut yang optimum. Hal ini diperlukan untuk menjaga kecepatan saat kerapatan udara makin tinggi.

## **2. Ruang Bakar**

Dari kompresor, udara bertekanan dibawa ke ruang bakar (*combuster chamber*). Di ruang bakar, udara bertekanan dibakar bersama dengan bahan bakar. Bahan bakar yang umum dipakai dalam ruang bakar ini adalah gas alam (*natural gas*). Selain gas alam, bahan bakar yang biasa dipakai sebagai bahan bakar adalah minyak bumi (dengan efisiensi tinggi). Bahan bakar yang dibakar berfungsi untuk menaikkan temperatur. Panjang dari ruang bakar didesain dengan mempertimbangkan waktu dan tempat yang cukup untuk bahan bakar bisa terbakar sempurna dan memudahkan pemantik untuk membakar bahan bakar menjadi lebih mudah. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang diubah menjadi energi kinetik dengan mengarahkan udara panas tersebut ke transition pieces yang juga berfungsi sebagai nozzle. Fungsi dari pembakaran adalah untuk mensuplai energi panas ke turbin.



**Gambar 2.8** Combustion Chamber [5]

- Ruang Bakar Pembakaran (combustion chamber)

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

*Combustion chamber* yang ada disusun kosentris mengelilingi aksial flow kompresor dan disambungkan dengan keluaran kompresor udara dari aksial flow kompresor yang dialirkan langsung ke masing - masing camber. Zona pembakaran pada combustion chamber ada tiga yaitu :

1. 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, juga dimana tempat bahan bakar di sulut oleh spark Plug.

2. Zona kedua (secondary zone)

Secondary zone adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada primary zone.

3. Zona reduksi temperatur (dilution zone)

Dilution zone merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk first stage nozzle.

- Tabung api silang (cross fire tube)

Merupakan penghubung antara can dan juga bagian combustion chamber. Fungsinya adalah untuk meratakan nyala api pada semua combustion chamber.

Cross fire tube berfungsi untuk menghubungkan semua combustion chamber. Tabung ini digunakan untuk mengirimkan pengapian dari satu combustion liners ke yang berikutnya selama start up.

- Pematik nyala api ( spark plug/ignitor)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk memercikkan bunga api kedalam combustion chamber sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar. Spark plugs ini didesain sedemikian rupa (sehingga menggunakan pegas) sehingga timbul pembakaran pada waktu spark plug akan keluar dari zona pembakaran.

Spark plugs terdapat pada bagian samping combustion chamber dan masuk ke combustion liners. Spark plugs berfungsi untuk menyulut campuran bahan bakar dan udara pada saat turbin gas star up. Pembakaran akan terus terjadi selama suplai bahan bakar dan udara terus berlangsung. Spark plugs terpasang pada sebuah pegas setelah proses pembakaran terjadi, tekanan yang dihasilkan meningkat dan akan memaksa plugs naik menuju casing dan mengeluarkan gas panas.

- Pendeteksi nyala api (flame detector)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk mendeteksi proses pembakaran yang terjadi sudah merata diseluruh ruang bakar.

- Nozzle dan selang bahan bakar

Merupakan komponen yang berfungsi untuk menyemprotkan bahan bakar gas kedalam combustion liner dan bercampur dengan udara. Sedangkan pigtails (gas fuel line) adalah pipa yang menghubungkan saluran bahan bakar gas dengan fuel nozzle.

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

- Bagian transisi (transition pieces)

Merupakan komponen yang digunakan untuk mengarahkan udara yang dengan kecepatan tinggi yang dihasilkan combustion section. Pada transition pieces ini terjadi penurunan temperatur sehingga dicapai temperatur udara yang diinginkan sebelum udara tersebut masuk ke dalam nozzle tingkat pertama. Transition piece juga berfungsi sebagai nozzle, bila dilihat dari konstruksinya seperti saluran yang ujungnya berbentuk konvergen.

### 3. Turbin

Turbin merupakan tempat terjadinya ekspansi *temperature* dan *preassure* gas hasil pembakaran sehingga terjadi konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor dan perlengkapan lainnya. Dari daya total yang dihasilkan turbin kira-kira hampir 2/3 digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan.

Turbin terbagi atas 2 jenis, yaitu turbin Aksi(impuls) dan turbin reaksi. Rotor pada turbin impuls berputar akibat tumbukan fluida bertekanan yang diarahkan oleh nozzle kepada rotor tersebut, sedangkan rotor turbin reaksi berputar akibat dari tekanan fluida itu sendiri yang keluar dari ujung sudu melalui nozzle

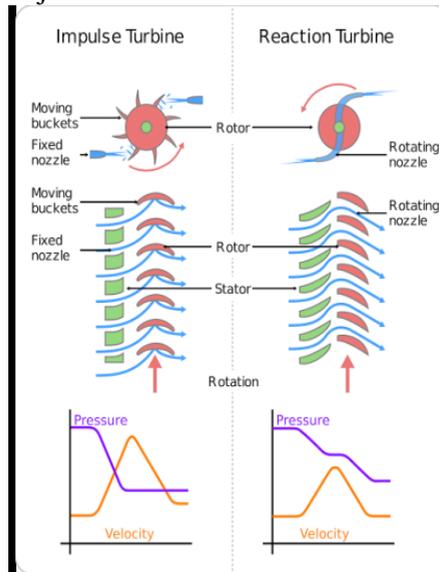
#### 1. Turbin Aksi

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, penurunan tekanan terjadi di nozzle.

#### 2. Turbin Reaksi

Turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan atau massa gas atau 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 2.9** Turbin Aksi(impuls) dan Turbin Reaksi [6]

## 2.2 Siklus pada Turbin Gas

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

### 2.2.1 Siklus Ericson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (reversible) yang terdiri dari dua proses isoteris dapat balik (reversible isothermic) dan dua proses isobarik dapat balik (reversible isobaric). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$\eta_{th} = 1 - T_1/T_h$$

dimana :

$T_1$  = temperatur buang

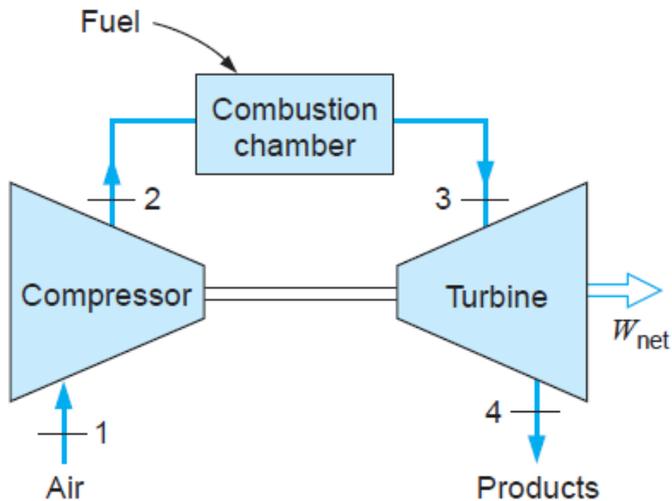
$T_h$  = temperatur panas

### 2.2.2 Siklus Stirling

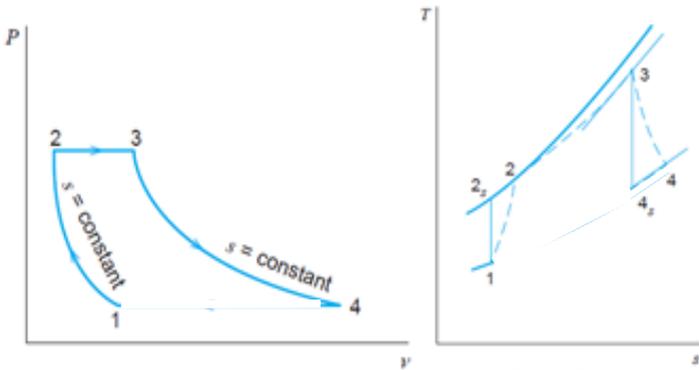
Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermais dapat balik (isothermal reversible) dengan volume tetap (isovolum). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

### 2.2.3 Siklus Brayton

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



**Gambar 2.10** Simple Open Cycle Gas Turbine [9]



**Gambar 2.11** Siklus pada Turbin Gas [9]

- 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. Proses ini tidak diikuti dengan 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 :

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

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

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

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

- Proses 2 → 3, pembakaran isobarik

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 ( $q_{in}$ ), 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  $C_p$  konstan, dalam hal ini juga diketahui bahwa  $C_v$  juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_v &= RT \\ u_2 &= C_v \times T_2 \\ h_2 &= C_p \times T_2 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada *gas turbine* tidak ada energi yang dibangkitkan. Kesetimbangan massa dan energi pada kondisi *steady state* tunak volume atur sebagai berikut

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

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

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = \frac{Q_{in}}{\frac{LHV_{\text{bahan bakar}}}{\rho_{bb}}}$$

Jadi, dari persamaan di atas dapat diperoleh:

$$Q_{in} = \frac{LHV_{\text{bahan bakar}}}{\rho_{bb}} \times \dot{m}_{bb}$$

- Proses 3 → 4, ekspansi isentropik.

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. 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.

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

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

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

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan bakar})(h_3 + h_4)$$

## 2.3 Air Fuel Ratio, Specific Fuel Consumption, dan Effisiensi

### 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 Effisiensi

#### 1. Effisiensi Kompresor

$$\eta_{kompresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\%$$

#### 2. Effisiensi Turbin

$$\eta_{turbin} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\%$$

#### 3. Effisiensi Siklus

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

#### 4. Effisiensi Generator

$$\eta_{generator} = \frac{Beban}{\dot{W}_{netto}} \times 100 \%$$

### 2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistim turbine gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (compression) udara di hisap dan dimampatkan
2. Pembakaran (combustion) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.
3. Pemuaiian (expansion) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (nozzle)
4. Pembuangan gas (exhaust) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal tetap terjadi kerugian-kerugian yang dapat menyebabkan turunny daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pad menurunnya performansi turbin gas itu sendiri. Kerugian-

kerugian tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen sistem turbin gas. Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain:

- Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (pressure losses) di ruang bakar.
- Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
- Berubahnya nilai  $C_p$  dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja.
- Adanya mechanical loss, dsb.

## **2.5 Proses Produksi Listrik PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan**

Proses produksi listrik PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan terdiri dari *open cycle* dan *combined cycle*.

### **1. Open cycle**

Proses produksi listrik ini menggunakan sistem turbin gas berbahan bakar HSD dan natural gas yang pasok oleh PT. Santos dari sumur oyong dan wortel di Madura melalui pipa bawah laut. Gas buang dari system turbin gas ini langsung dibuang ke lingkungan. Berikut system turbin gas yang digunakan :

- **Fuel System**  
System bahan bakar yang digunakan untuk mensuplai dan menjaga tekanan bahan bakar ke turbin gas.
- **Air system**  
Terdiri dari inlet air filter, cooling air filter, air dryer untuk menjaga kualitas supply air ke compressor
- **Turbin gas**  
Terdiri dari compressor, ruang bakar dan turbin gas serta mengkonversi bahan bakar menjadi energy mekanik untuk menggerakkan turbin
- **Generator**

Mengkonversi energi mekanik yang dihasilkan turbin menjadi listrik

- Lube oil system  
Berguna untuk menjaga pelumasan turbin gas dengan baik
- Cooling system  
Untuk pendinginan minyak pelumas, turbin gas dan generator
- Auxiliary system  
Adalah starting device seperti pony motor dan starting motor untuk penggerak mula dari sistem turbin gas
- Exhaust system  
Terdiri dari exhaust silencer dan exhaust bypass stack serta exhaust damper untuk mengatur gas buang ke atmosfer (open cycle) atau ke HRSD (combine cycle)

## 2. Combined cycle

Pada proses combine cycle ini gas buang dari turbin gas dimanfaatkan untuk memanaskan air di HRSG yang kemudian menjadi uap air dan digunakan untuk menggerakkan turbin gas. Berikut sistem combine cycle yang digunakan.

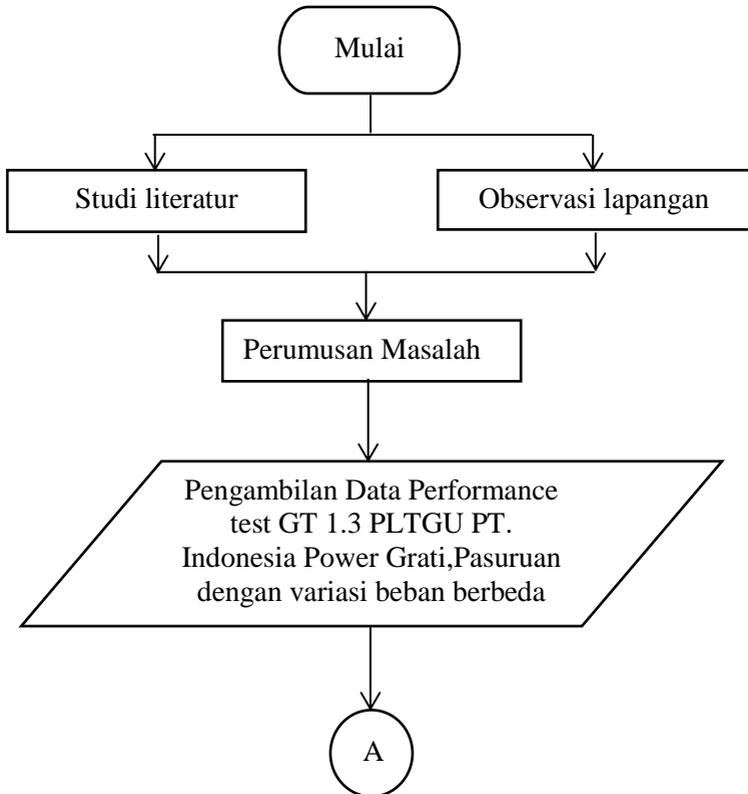
- Water treatment plan  
Berguna untuk mengubah air laut menjadi air yang siap untuk digunakan pada turbin uap
- Feed water system  
Terdiri dari pompa BFP untuk mensirkulasikan air pada sistem turbin uap
- HRSG  
Memanaskan air menjadi uap air dari sisa gas buang turbin gas
- Turbin uap  
Menghasilkan energi mekanik dari uap air
- Condensate  
Mengubah fase uap air menjadi air

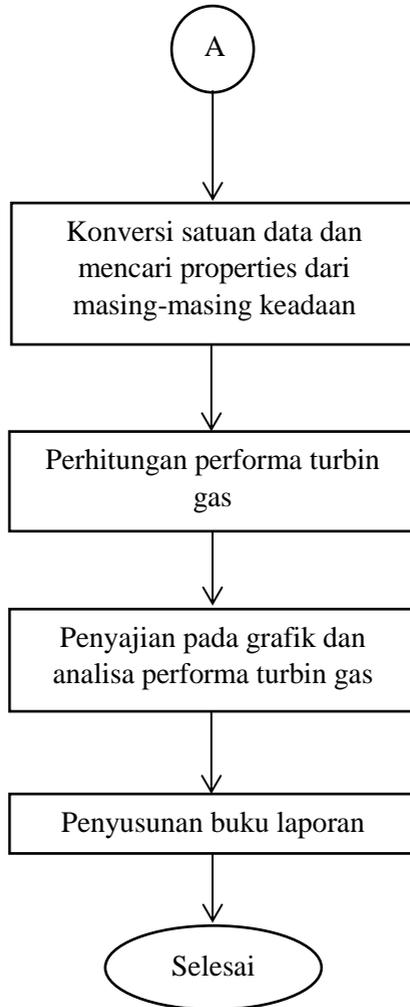
- Cooling water system  
Untuk pendinginan condensate dan minyak pelumas menggunakan air laut dengan kapasitas yang besar
- Generator  
Mengubah energy mekanik menjadi listrik
- Auxiliary system  
Sebagai starting device pada turbin uap

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan empat tahap Yang digambarkan dalam diagram alir berikut :





### **3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir**

Tugas akhir Pengaruh Variasi Beban Terhadap Performa Turbin Gas Di PLTGU Blok GT 1.3 PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan, dalam penyelesaian memiliki metode dan tahapan sebagai berikut :

### **3.2.1 Observasi Lapangan**

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan pertama kali guna mengetahui permasalahan pokok yang nantinya mampu dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir. Turbin gas adalah topik yang dianalisis pada tugas akhir ini dan analisis dilakukan pada unjuk kerja dan operasi turbin gas secara termodinamika

### **3.2.2 Studi Literature**

Setelah melakukan observasi dan identifikasi lapangan, topik selanjutnya dikaji ulang untuk memastikan bahwa topik relevan dijadikan penelitian tugas akhir. Studi literature merupakan pengkajian topik tugas akhir yang sebelumnya didapat dari observasi lapangan.

Pengkajian ini meliputi studi pustaka yang berkaitan dengan turbin gas yang diperoleh dari berbagai sumber seperti gas turbine oleh V.Ganesan, fundamental of engineering thermodynamics oleh Michael J. moran dan Howard N. Shapiro, Fundamental of Thermodynamics oleh Claus Borgnake dan Richard E. Sonntag, dan beberapa sumber lain. Selain itu juga dikaji berdasarkan penelitian terdahulu.

### **3.2.3 Perumusan Masalah**

Setelah melakukan observasi pada PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan dan melakukan berbagai studi literature, maka selanjutnya adalah merumuskan masalah dengan topik dan objek penelitian tugas akhir turbin gas PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan. Tugas akhir ini mengangkat masalah bagaimana perbandingan unjuk kerja turbin gas dan efisiensi siklus turbin gas secara termodinamika dengan variasi beban yang berbeda.

### **3.2.4 Pengumpulan Data**

Pada tahap ini, data dikumpulkan dari sumber informasi studi literatur unjuk kerja GT 1.3 yang ada pada PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan

### **3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties**

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

### **3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas**

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

### **3.2.7 Penyajian pada Grafik dan Analisa 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 Penyusunan Buku Laporan**

Setelah itu dilakukan penyusunan buku tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat.

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PERHITUNGAN**

Pada bab ini akan dijelaskan langkah-langkah perhitungan unjuk kerja turbin gas dan hasil perbandingan performa turbin gas dengan variasi beban yang berbeda, dengan menggunakan:

1. Data kerja hasil observasi dari turbin gas blok1.3 PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari gas turbin gas blok1.3 PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan dengan beban 30 MW,50 MW,75 MW dan 100 MW

#### **4.1 Data Hasil Pengamatan**

Setelah dilakukan pengamatan di PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan didapatkan data dan blok diagram turbin gas PLTGU blok 1.3 seperti pada lampiran.

#### **4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan dengan variasi beban berbeda.**

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa turbin gas GT 1.3 PLTGU PT. Indonesia Power Grati,Pasuruan. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi PLTGU blok GT 1.3, pada bulan juni 2016 pada variasi beban 50 MW

##### **4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik**

Untuk mempermudah dalam melakukan perhitungan, sebaiknya kita mengetahui properties di tiap-tiap titik pada skema turbin gas. Adapun skema turbin gas itu sendiri serta data pengoperasiannya adalah sebagai berikut:

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

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state*

2. Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik
3. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan
4. Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
5. 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.

Perhitungan performa turbin gas dipengaruhi oleh komposisi bahan bakar yang menentukan  $C_p$  *combustion product*. Untuk mengetahui  $C_p$  *combustion product* didapat dari mengkalikan nilai  $C_p$  tiap komponen dengan persentasenya kemudian dijumlahkan [7] seperti table berikut.

Table 4.1 Data Komposisi, Presentase dan *Specific Heat* Bahan Bakar Gas

Nama gas	Presentase kandungan (%)	Nilai $C_p$ standar (KJ/Kg.K)	Hasil (KJ/Kg.K)
Methane	94,3	2,22	2,09346
Nitrogen	0,27	14,32	0,038664
CO2	1,26	0,844	0,0106344
Ethane	1,18	1,75	0,02065
Propane	1,37	1,67	0,022879
I-butane	0,42	1,67	0,007014
n-butane	0,46	1,675	0,007705
I-pentane	0,23	0,228	0,0005244
N-pentane	0,13	0,167	0,0002171
N-hexane	0,34	0,165	0,000561
jumlah ( $C_p$ combustion product) (KJ/Kg.K)			2,2023089

Harga properties bahan bakar (*natural gas*) dan udara yang digunakan pada perhitungan ini, dapat dilihat pada tabel 4.2

Tabel 4.2 Data properties *natural gas* dan udara [8]

<b>Input</b>	<b>k</b>	<b>P</b>	<b>Cp</b>	<b>Cv</b>
Udara	1,4	1,2	1,01	0,718
Natural Gas	1,3	0,9	2,34	1,85
Unit		Kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	kJ/kg.K

Data harga properties tersebut diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran.

Untuk properties yang diketahui pada beban 50 MW setelah turbine inspection GT 1.3 bisa dilihat pada tabel di bawah ini. Dari tabel tersebut kita bisa mencari *properties* untuk setiap *state* yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

Tabel 4.3 Data Operasi GT 1.3

<b>Input</b>	<b>Value</b>	<b>Unit</b>
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (W actual)	49,7	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,63	kNm <sup>3</sup> /h
Efisiensi generator	99	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	27,1	C
Tekanan masuk kompresor (P1)(abs)	1,02	Kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatur keluar kompresor (T2)	398,9	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	10,94	Kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatur keluar turbin (T4)	369,8	C
Tekanan keluar turbin (P4)(abs)	1,04	Kgf/cm <sup>2</sup>
LHV	9660	Kcal/Nm <sup>3</sup>
Specific heat combustion product	2,2023	KJ/Kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units* dan mengubah tekanan-tekanan yang diketahui (tekanan *gauge*) menjadi tekanan absolut, sebagai berikut:

Tabel 4.4 Data Operasi GT 1.3 (Konversi)

<b>Input</b>	<b>Value</b>	<b>Unit</b>
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	49,7	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,63	kNm <sup>3</sup> /h
Efisiensi generator	99	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	300,1	K
Tekanan masuk kompresor (P1)(abs)	100,03	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	671,9	K
Tekanan keluar kompresor (P2) (abs)	1174,16	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	642,8	K
Tekanan keluar turbin (P4) (abs)	101,98	kPa
LHV	40444,2	kJ/m <sup>3</sup>
Specific heat combustion product	2,2023	KJ/Kg.K

a. *State 1*

Pada state ini udara dari luar (udara ruangan/atmosfir) masuk melalui *inlet air filter* menuju ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 300,1 \text{ K}$$

$$P_1 = 100,03 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi sehingga diperoleh :

$$h_1 = 300,29 \frac{kJ}{kg}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 671,9 K$$

$$P_2 = 1174,16 KPa$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi sehingga diperoleh:

$$h_2 = 683,16 \frac{kJ}{kg}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

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

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

$$= 300,1 K \left(\frac{1174,16 KPa}{100,03 KPa}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$= 300,1 K \times 2,0211$$

$$= 606,54 K$$

$$h_{2s} = 613 \frac{kJ}{kg}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dan fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 50MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 12 Kgf/cm<sup>2</sup>(abs) dan tekanan keluar ruang bakar sebesar 11,4 Kgf/cm<sup>2</sup>(abs) Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned} \text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2}\right) \times 100\% \\ &= \left(1 - \frac{11,4 \text{ Kgf/cm}^2}{12 \text{ Kgf/cm}^2}\right) \times 100\% \\ &= (1 - 0,95) \times 100\% \\ &= 5\% \end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar  $P_3$  dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \text{Pressure drop} &= \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \\ 0,05 &= \frac{(1174,16 \text{ kPa} - P_3)}{1174,16 \text{ kPa}} \\ 0,05 \times 1174,16 \text{ kPa} &= 1174,16 \text{ kPa} - P_3 \\ 58,708 \text{ kPa} &= 1174,16 \text{ kPa} - P_3 \\ P_3 &= 1115,45 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai  $P_3$ , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik,  $k = 1,3$  yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_3 &= T_4 \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 642,8 \text{ K} \left(\frac{1115,45 \text{ kPa}}{101,98 \text{ kPa}}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ &= 642,8 \text{ K} \times 1,7368 \\ &= 1116,42 \text{ K} \end{aligned}$$

Dengan  $Cp_{\text{combustion product}} = 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$  dan  $h = Cp \times T_3$  maka:

$$\begin{aligned} h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\ &= 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 1116,42 \text{ K} \\ &= 2458,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam 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 gas ideal (isentropis).

$$\begin{aligned} T_4 &= 642,8 \text{ K} \\ P_4 &= 101,98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Dengan  $Cp_{\text{combustion product}} = 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$  dan  $h = Cp \times T_4$  maka:

$$h_4 = Cp_{\text{combustion product}} \times T_4$$

$$\begin{aligned}
 &= 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 642,8 \text{ K} \\
 &= 1415,63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$\begin{aligned}
 T_{4s} &= T_3 \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 1116,42 \text{ K} \left( \frac{101,98 \text{ kPa}}{1115,45 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\
 &= 1116,42 \text{ K} \times 0,5689 \\
 &= 632,41 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Dengan  $Cp_{\text{combustion product}} = 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$  dan

$h = Cp \times T_{4s}$  maka:

$$\begin{aligned}
 h_{4s} &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_{4s} \\
 &= 2,2023 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 632,41 \text{ K} \\
 &= 1391,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

## 4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas

### a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan  $\dot{W}_{\text{kompresor}}$  pada beban 50 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 50 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

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

Diperlukan hasil perhitungan dari  $\dot{m}_{\text{udara}}$  maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

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

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

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahan bakar}}$$

Berdasarkan pengujian komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,6124 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 1,47 \text{ Psia} \\ \rho_{bb} &= SG \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0,6124 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,73488 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan  $\rho_{bb}$  maka harga  $\dot{m}_{bb}$  dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 19,63 \frac{\text{KNm}^3}{\text{h}} \times 0,73488 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{1000}{\text{k}} \\ &= 4,0071 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan  $\dot{m}_{\text{udara}}$  dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}W_{\text{nett}} &= (W_T - W_C) \\ \frac{W_{\text{actual}}}{\eta_{\text{gen}}} &= (\dot{m}_{\text{fuel gas}} + \dot{m}_{\text{udara}})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{\text{udara}}(h_2 - h_1) \\ \frac{49,7 \text{ MW}}{0,99} &= \left[ 1 + \left( \frac{A}{F} \right) \right] \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \left( \frac{A}{F} \right) \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1)\end{aligned}$$

$$\frac{49,7 \text{ MW}}{0,99} = \left[ 1 + \left( \frac{A}{F} \right) \right] 4,0071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( 2458,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1415,63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - \left( \frac{A}{F} \right) 4,0071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( 683,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 300,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$50202 \text{ kW} = \left[ 1 + \left( \frac{A}{F} \right) \right] 4179,71 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - \left( \frac{A}{F} \right) 1534,21 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$50202 \text{ kW} = 4179,71 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 2645,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times \left( \frac{A}{F} \right)$$

$$\left( \frac{A}{F} \right) = \frac{50678,82 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - 4179,71 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{2645,50 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$\left( \frac{A}{F} \right) = 17,39$$

Dari hasil perhitungan  $(A/F)$  maka haraga  $\dot{m}_{udara}$  dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\ &= 17,39 \times 4,0071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 69,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Setelah itu maka harga  $\dot{W}_{kompresor}$  dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 69,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( 683,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 300,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 26689,78 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

## b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.3 dengan beban 50 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\
 &= \left( 69,70 \frac{kg}{s} + 4,0071 \frac{kg}{s} \right) \\
 &\quad \times \left( 2458,7 \frac{kJ}{kg} - 1415,63 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 &= 76891,81 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

### c. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.3 dengan beban 50 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 SFC &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\
 &= \frac{4,0071 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{50202 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0,2873 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

### d. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{turbin} &= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{2458,7 \frac{kJ}{kg} - 1415,63 \frac{kJ}{kg}}{2458,7 \frac{kJ}{kg} - 1391,05 \frac{kJ}{kg}} \times 100\% \\
 &= 97,69 \%
 \end{aligned}$$

### e. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}
 \eta_{kompresor} &= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\% \\
 &= \frac{613 \frac{kJ}{kg} - 300,29 \frac{kJ}{kg}}{683,16 \frac{kJ}{kg} - 300,29 \frac{kJ}{kg}} \times 100\%
 \end{aligned}$$

$$= 81,67 \%$$

#### f. Efisiensi Siklus

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin ( $Q_{in}$ ). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \frac{LHV}{\rho_{bb}} \times \dot{m}_{bb} \\ &= \frac{40444,2 \frac{kJ}{m^3}}{0,73488 \frac{kg}{m^3}} \times 4,0071 \frac{kg}{s} \\ &= 220533,2 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{nett}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ &= \frac{50202 \frac{kJ}{s}}{220533,2 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\ &= 22,76 \% \end{aligned}$$

#### g. Back Work Ratio (BWR)

*Back work ratio* adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned} \text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\ &= \frac{26689,76 \frac{kJ}{s}}{76891,81 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,3471 \end{aligned}$$

## **h. Heat Rate**

$$\begin{aligned} \text{heat rate} &= \frac{86000 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kwh} \cdot \eta_{\text{siklus}}} \\ &= \frac{86000 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kwh} \cdot 22,76} \\ &= 5016,05 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}} \end{aligned}$$

### 4.2.3 Perhitungan Properties dan Performa Turbin Gas dengan Variasi Beban dalam Bentuk Tabel

Dengan mengacu pada data operasi maka kita menerapkan cara yang sama seperti sub bab 4.2.1 dan 4.2.2, hasil perhitungan properties pada tiap titik dan perhitungan performa untuk variasi beban yang berbeda dapat disederhanakan dalam bentuk tabel untuk mempermudah dalam pembacaan dan perbandingan. Perhitungan properties dan performa turbin gas dengan variasi beban berbeda dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.5 Data Operasi dan Perhitungan Properties Tiap Titik Pada Variasi Beban

Beban setting (MW)	Temperatur (°K)						Tekanan (KPa) abs			
	state						state			
	1	2	2s	3	4	4s	1	2	3	4
30	299,5	662,5	597,71	1017,37	591,8	582,24	100,03	1123,17	1067,01	101,98
50	300,1	671,9	606,55	1116,43	642,8	632,41	100,03	1174,16	1115,45	101,98
75	300,9	682,2	617,14	1254,89	712,3	702,48	100,03	1235,94	1186,5	101,98
100	300,6	691,5	624,63	1387,92	779,2	768,8	100,03	1293,73	1244,35	101,98

Beban setting (MW)	Fuel						Enthalpy (KJ/Kg)					
	Flow (m3/s)	Tekanan (KPa)	Temperatur (°K)	SG	LHV (KJ/m3)	$\rho$ (Kg/m3)	state					
							1	2	2s	3	4	4s
30	4,3556	2745,86	306,1	0,6124	40444,2	0,73488	299,69	673,13	603,7	2240,6	1303,3	1280,69
50	5,4528	2696,83	308,1	0,6124	40444,2	0,73488	300,29	683,16	613	2458,7	1415,6	1391,05
75	7,0556	2677,22	308,1	0,6124	40444,2	0,73488	301,09	694,17	624,7	2763,6	1568,7	1545,18
100	8,5889	2677,22	308,3	0,6124	40444,2	0,73488	300,79	703,59	632	3056,6	1716	1691,05

Tabel 4.6 Perhitungan Performa Pada Variasi Beban

Beban setting (MW)	Beban act (MW)	W nett (MW)	AFR 1	mbb	m udara	m udara + mbb	W comp	W turbin
				kg/s	Kg/s	Kg/s	KJ/s	KJ/s
30 MW	29,9	30202	15,074	3,20081	48,2482	51,449	18017,907	48219,928
50 MW	49,7	50202	17,396	4,00714	69,7098	73,7169	26689,786	76891,806
75 MW	75,6	76363,6	16,877	5,18499	87,5054	92,6904	34396,625	110760,26
100 MW	99,5	100505	15,55	6,3118	98,1511	104,463	39535,269	140040,32

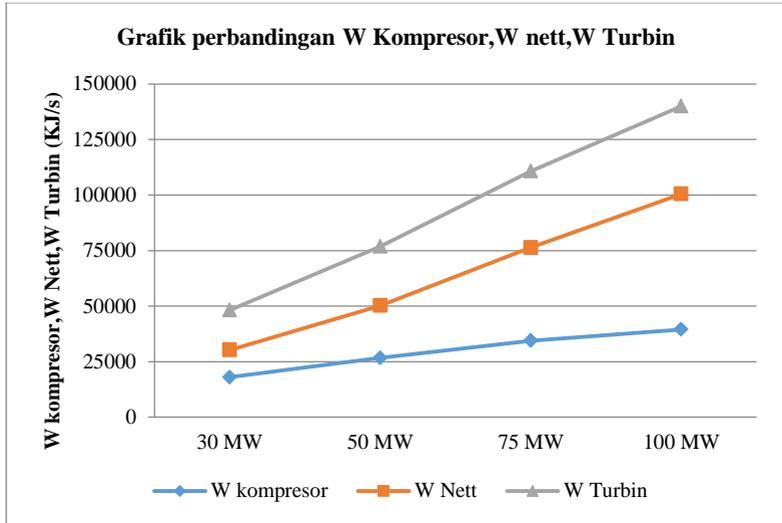
Beban setting (MW)	effisiensi (%)			SFC	BWR	heat rate
	siklus	comp	turbin			Kg/kWh
				30	17,145	81,408
50	22,764	81,675	97,6973	0,28735	0,3471	3777,907
75	26,761	82,327	98,0702	0,24444	0,3106	3213,655
100	28,933	82,227	98,1709	0,22608	0,2823	2972,376

#### 4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan dengan variasi beban berbeda.

Perhitungan performa turbin gas pada GT 1.3 dengan berbagai variasi beban dapat dilihat pada sub bab sebelumnya. Di dalam sub bab tersebut dapat dilihat perbedaan efisiensi, perbedaan kerja, dan perbedaan konsumsi bahan bakar di setiap bebannya. Selanjutnya, untuk memudahkan dalam melihat perbandingannya maka akan disajikan hasilnya dalam bentuk grafik sebagai berikut.

### 4.3.1 Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



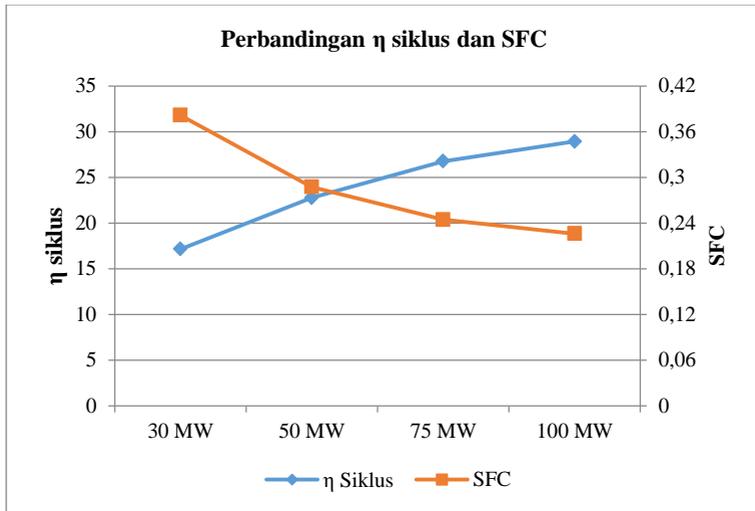
**Gambar 4.1** Grafik Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih

Hasil grafik perbandingan kerja di atas menunjukkan bahwa:

- Daya kompresor semakin besar dengan naiknya beban dan daya kompresor paling besar pada beban 100 MW sebesar 39535,26 KW
- Daya Turbin semakin besar dengan naiknya beban dan daya turbin paling besar pada beban 100 MW sebesar 140004,3 KW
- Daya bersih semakin besar dengan naiknya beban karena selisih antara daya turbin dan kompesor semakin besar. Daya bersih paling besar pada beban 100 MW sebesar 100505,1 KW

### 4.3.2 Perbandingan antara efisiensi siklus dan SFC (Specific Fuel Consumption) pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



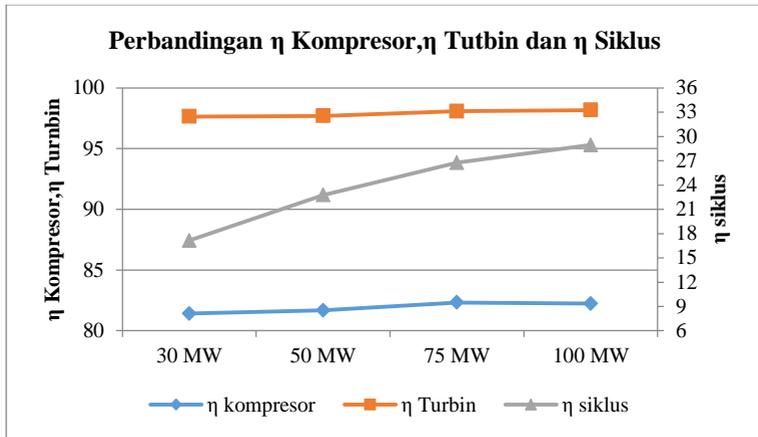
**Gambar 4.2** Grafik Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC

Hasil grafik perbandingan di atas menunjukkan bahwa:

- Specific Fuel Consumption semakin kecil dengan bertambahnya beban karena perhitungan  $\dot{m}_{bb}$  dibagi  $\dot{W}_{netto}$  semakin kecil. Specific Fuel Consumption paling kecil adalah 0,226 Kg/KWh pada beban 100 MW
- Efisiensi siklus semakin besar dengan bertambahnya beban karena SFC yang dibutuhkan semakin kecil. Efisiensi siklus paling besar adalah 28,93 pada beban 100 MW

### 4.3.3 Perbandingan Efisiensi Siklus, Efisiensi Kompresor, dan Efisiensi Turbin pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



**Gambar 4.3** Grafik Perbandingan Efisiensi pada Tiap Beban

Hasil grafik perbandingan di atas menunjukkan bahwa:

- Efisiensi kompresor relatif bertambah dengan bertambahnya beban dengan Efisiensi kompresor paling tinggi adalah 82,32% pada beban 75 MW, tetapi Efisiensi kompresor turun 82,22% pada beban 100 MW
- Efisiensi turbin bertambah besar dengan naiknya beban dengan Efisiensi turbin paling besar adalah 98,17% pada beban 100 MW
- Efisiensi siklus bertambah besar dengan naiknya beban dengan Efisiensi siklus paling besar adalah 28,93% pada beban 100 MW

## **BAB V PENUTUP**

### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perhitungan dan analisis performa turbin gas blok GT 1.3 dengan variasi beban pada bab IV dapat diambil kesimpulan yang berkaitan dengan pengaruh variasi beban terhadap performa dari turbin gas blok GT 1.3 pada PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan.

Kesimpulan yang bisa didapatkan dari perhitungan dan analisis bab IV adalah sebagai berikut :

1. Efisiensi siklus naik dengan bertambahnya beban. Efisiensi siklus tertinggi terjadi pada beban 100 MW dan efisiensi siklus terendah terjadi pada beban kerja 30 MW.
2. SFC turun dengan bertambahnya beban. SFC paling tinggi terdapat pada beban kerja 30 MW dan SFC terendah terdapat pada beban kerja 100 MW.
3. Performa turbin gas paling baik terdapat pada beban kerja 100 MW. Dengan adanya penurunan SFC dan peningkatan efisiensi dari siklus, maka akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya.

### **5.2 Saran**

Berdasarkan perhitungan, analisis, dan kesimpulan dapat diambil beberapa saran yang ditujukan kepada PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan dan untuk penelitian selanjutnya.

- PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan
  1. Perlu dipasangkan alat-alat pengukur yang terdapat di setiap peralatan yang ada di dalam turbin gas dan bisa langsung diakses dari central control room (CCR) untuk mengetahui kinerja setiap peralatan yang ada agar lebih spesifik lagi data yang ada.

2. Perlu dilakukan perhitungan performa secara rutin dan spesifik oleh pihak PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan agar performanya terjaga dengan baik.
  3. Perlu perawatan komponen turbin gas yang baik secara berkala guna menjaga performa turbin gas dalam keadaan optimal.
  4. Perlu dilakukan pengoperasian turbin gas pada performa yang lebih efisien dan sesuai dengan permintaan jumlah produksi
- Untuk penelitian selanjutnya  
Perlu dihitung kembali performa turbin gas akan tetapi dengan mempertimbangkan atau menganalisa dari perpindahan panas yang terdapat di dalam pada sistem . Dan tentunya dengan didukung oleh data operasi yang cukup lengkap. Selain itu perlu dianalisa lebih dalam mengenai pengaruh turbine inspection terhadap efisiensi turbin gas.

## DAFTAR PUSTAKA

1. <https://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/powergeneration/gas-turbines/SGT5-4000F/SGT5-4000F>
2. Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2009. “*Fundamental of Engineering Thermodynamics*”. seventh Edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom.
3. [https:// www.turbomachinerymag.com/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft](https://www.turbomachinerymag.com/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft)
4. [https:// www.turbomachinerymag.com/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft](https://www.turbomachinerymag.com/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft)
5. [http://academia.edu/67779375/Turbine\\_Gas.html](http://academia.edu/67779375/Turbine_Gas.html)
6. <http://www.mech4study.com/2015/12/difference-between-impulse-and-reaction-turbine.html>
7. Dewi, Diana Kumara, 2014. *Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas SOLAR SATURN Pada Unit Pembangkit Daya Joint Operating Body PERTAMINA – PETROCHINA East Java (JOB P-PEJ)*
8. [www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d\\_159.html](http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-gases-d_159.html)
9. Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag. 2009. “*Fundamental of Thermodynamics*”. Seventh Edition. John Wiley & Sons Inc. United States of America

## Lampiran 1 : Tabel Konversi Satuan [9]

TABLE A.1

### Conversion Factors

<b>Area (A)</b>	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
<b>Conductivity (k)</b>	
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
<b>Density (<math>\rho</math>)</b>	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
<b>Energy (E, U)</b>	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.18681 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	
<b>Force (F)</b>	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N (1 kgf)}$	
<b>Gravitation</b>	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
<b>Heat capacity (<math>C_p</math>, <math>C_v</math>, <math>C</math>), specific entropy (s)</b>	
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$

## Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

### Conversion Factors

<b>Heat-transfer coefficient (<math>h</math>)</b>		
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R		1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length (<math>L</math>)</b>		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm		1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.		1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.		1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi		1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)		1 yd = 0.9144 m
<b>Mass (<math>m</math>)</b>		
1 kg = 2.204 623 lbm		1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg		1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 <sup>-5</sup> kg		1 ton = 2000 lbm
<b>Moment (torque, <math>T</math>)</b>		
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft		1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
<b>Momentum (<math>mV</math>)</b>		
1 kg-m/s = 7.232 94 lbf-ft/s = 0.224809 lbf-s		1 lbf-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
<b>Power (<math>Q, \dot{W}</math>)</b>		
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s		1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h		1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW		1 hp (UK) = 0.7457 kW
		= 550 lbf-ft/s
		= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW		1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
<b>Pressure (<math>P</math>)</b>		
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>		1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa		
1 atm = 101.325 kPa		1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
	= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32°F]
	= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]		
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa		1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa		1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
<b>Specific energy (<math>e, u</math>)</b>		
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm		1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm		1 lbf-ft/lbm = 2.98907 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg
		= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm

## Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

**Conversion Factors**

<b>Specific kinetic energy (<math>\frac{1}{2} V^2</math>)</b>	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ}/\text{kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu}/\text{lbm}$
$1 \text{ kJ}/\text{kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu}/\text{lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
$1 \text{ m}\cdot g_{\text{sat}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ}/\text{kg}$	$1 \text{ ft}\cdot g_{\text{sat}} = 1.0 \text{ lbf}\cdot\text{ft}/\text{lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu}/\text{lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu}/\text{lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ}/\text{kg}$
<b>Specific volume (<math>v</math>)</b>	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L}/\text{kg}$	
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
<b>Temperature (<math>T</math>)</b>	
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
<b>Universal Gas Constant</b>	
$\bar{R} = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ}/\text{kmol}\cdot\text{K}$	$\bar{R} = 1.98589 \text{ Btu}/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal}/\text{kmol}\cdot\text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf}\cdot\text{ft}/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm}\cdot\text{L}/\text{kmol}\cdot\text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
	$= 10.7317 (\text{lb}/\text{in.}^2)\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
<b>Velocity (<math>V</math>)</b>	
$1 \text{ m}/\text{s} = 3.6 \text{ km}/\text{h}$	$1 \text{ ft}/\text{s} = 0.681818 \text{ mi}/\text{h}$
$= 3.28084 \text{ ft}/\text{s}$	$= 0.3048 \text{ m}/\text{s}$
$= 2.23694 \text{ mi}/\text{h}$	$= 1.09728 \text{ km}/\text{h}$
$1 \text{ km}/\text{h} = 0.27778 \text{ m}/\text{s}$	$1 \text{ mi}/\text{h} = 1.46667 \text{ ft}/\text{s}$
$= 0.91134 \text{ ft}/\text{s}$	$= 0.44704 \text{ m}/\text{s}$
$= 0.62137 \text{ mi}/\text{h}$	$= 1.609344 \text{ km}/\text{h}$
<b>Volume (<math>V</math>)</b>	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

## Lampiran 2 : Tabel Properties pada Udara (Ideal) [2]

**TABLE A-22**

**Ideal Gas Properties of Air**

$T(K)$ , $h$ and $u(kJ/kg)$ , $s^\circ$ ( $kJ/kg \cdot K$ )											
$T$	$h$	$u$	$s^\circ$	when $\Delta s = 0^\circ$		$T$	$h$	$u$	$s^\circ$	when $\Delta s = 0$	
				$p_r$	$v_r$					$p_r$	$v_r$
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	19.44	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. 6.41 and 6.42, respectively.

## Lampiran 2 (Lanjutan)

928 Tables in SI Units

Table A-22

**TABLE A-22**

(Continued)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0°		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p <sub>r</sub>	v <sub>r</sub>					p <sub>r</sub>	v <sub>r</sub>
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	2.66476	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: Table A-22 is based on J. H. Keenan and J. Kaye, Gas Tables, Wiley, New York, 1945.

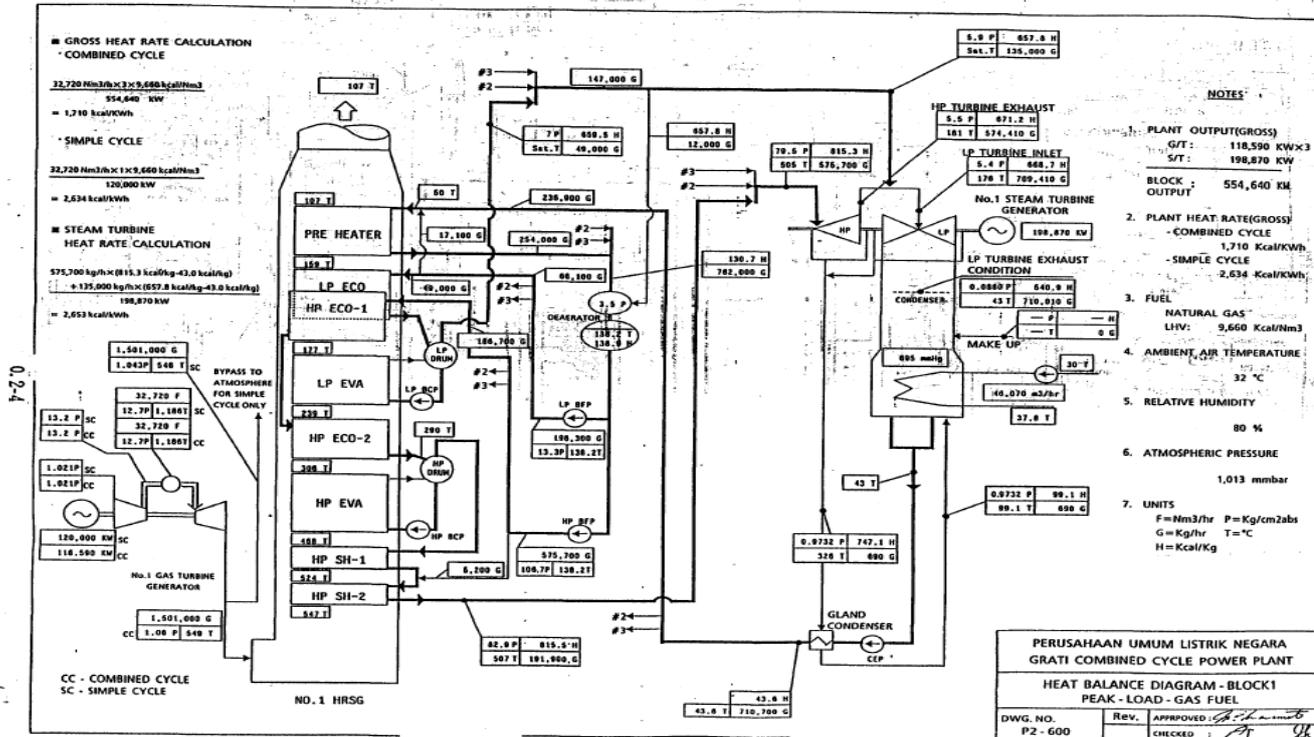
### Lampiran 3 : Tabel Properties pada Berbagai Gas [8]

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 <sub>m</sub> °F))	$c_v$ (Btu/(lb <sub>m</sub> °F))		$c_p - c_v$ (kJ/(kg K))	$c_p - c_v$ (ft lb <sub>f</sub> /(lb <sub>m</sub> °R))
Acetone		1.47	1.32	0.35	0.32	1.11	0.15	
Acetylene	$C_2H_2$	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	$C_2H_5OH$	1.88	1.67	0.45	0.4	1.13	0.22	
Alcohol	$CH_3OH$	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	$C_6H_6$	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		0.25	0.2	0.06	0.05	1.28	0.05	
Butatiene						1.12		
Butane	$C_4H_{10}$	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		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		0.63	0.55	0.15	0.13	1.15	0.08	
Coal gas		2.14	1.59					
Combustion products		1		0.24				
Ethane	$C_2H_6$	1.75	1.48	0.39	0.32	1.187	0.276	51.5
Ether		2.01	1.95	0.48	0.47	1.03	0.06	
Ethylene	$C_2H_4$	1.53	1.23	0.4	0.33	1.240	0.296	55.08
Monochlorodifluoromethane, R-22						1.18		
Helium	$He$	5.19	3.12	1.25	0.75	1.667	2.08	386.3
Hexane						1.06		

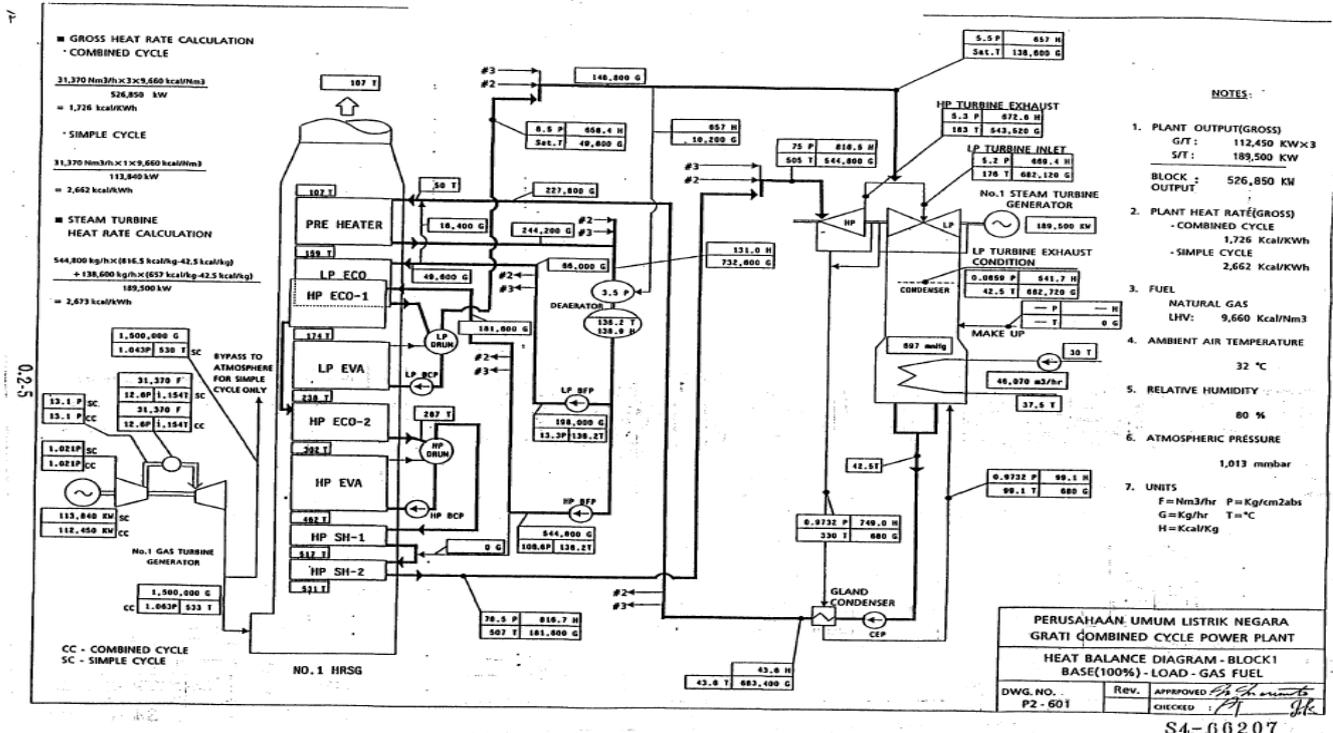
### Lampiran 3 (Lanjutan)

Gas or Vapor	Formula	Specific Heat				Specific Heat Ratio	Individual Gas constant - R -	
		$c_p$ (kJ/(kg K))	$c_v$ (kJ/(kg K))	$c_p$ (Btu/(lb <sub>m</sub> °F))	$c_v$ (Btu/(lb <sub>m</sub> °F))	$\kappa =$ $c_p / c_v$	$c_p - c_v$ (kJ/(kg K))	$c_p - c_v$ (ft lb <sub>p</sub> /(lb <sub>m</sub> °R))
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	$H_2S$			0.243	0.187	1.32		45.2
Hydroxyl	$OH$	1.76	1.27			1.384	0.489	
Krypton		0.25	0.151					
Methane	$CH_4$	2.22	1.70	0.59	0.45	1.304	0.518	96.4
Methyl Chloride	$CH_3Cl$			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		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		4.69	4.6	1.12	1.1	1.02	0.09	
Nitrous oxide	$N_2O$	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						1.07		
Propane	$C_3H_8$	1.67	1.48	0.39	0.34	1.13	0.189	35.0
Propene (propylene)	$C_3H_6$	1.5	1.31	0.36	0.31	1.15	0.18	36.8
Water Vapor								
Steam 1 psia. 120 – 600 °F		1.93	1.46	0.46	0.35	1.32	0.462	
Steam 14.7 psia. 220 – 600 °F		1.97	1.5	0.47	0.36	1.31	0.46	
Steam 150 psia. 360 – 600 °F		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		0.16	0.097					

# Lampiran 4 Heat Balance

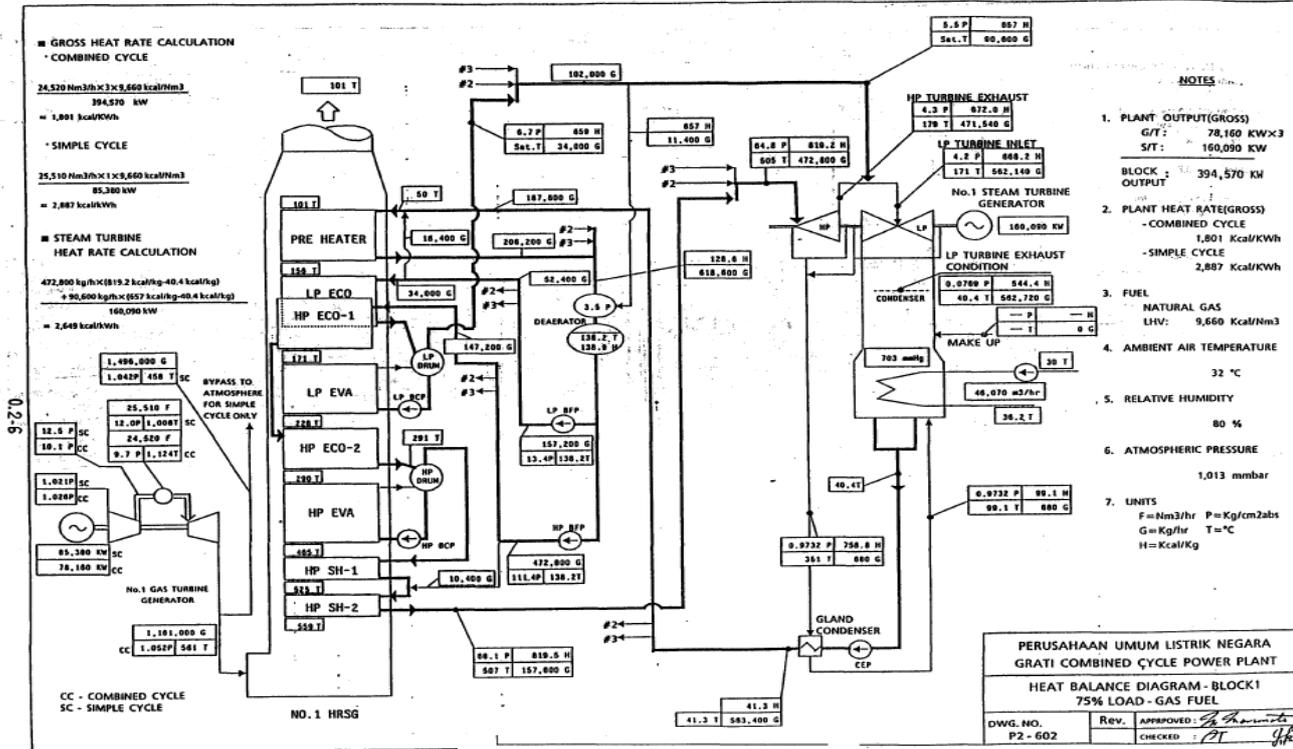


# Lampiran 4 Lanjutan

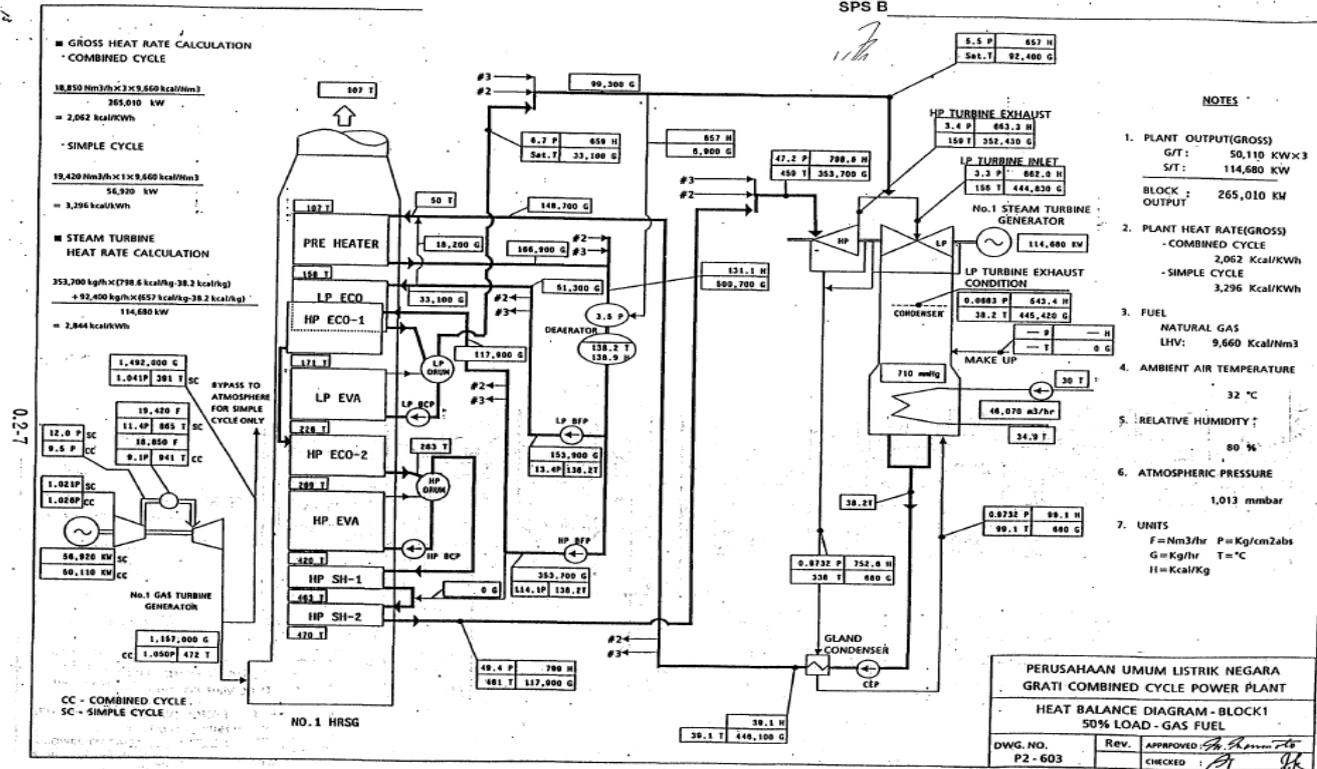


- NOTES:**
- PLANT OUTPUT(GROSS)  
G/T: 112,450 KW×3  
S/T: 189,500 KW  
BLOCK OUTPUT 526,850 KW
  - PLANT HEAT RATE(GROSS)  
- COMBINED CYCLE 1,726 Kcal/KWh  
- SIMPLE CYCLE 2,662 Kcal/KWh
  - FUEL  
NATURAL GAS  
LHV: 9,660 Kcal/Nm<sup>3</sup>
  - AMBIENT AIR TEMPERATURE 32 °C
  - RELATIVE HUMIDITY 80 %
  - ATMOSPHERIC PRESSURE 1,013 mmbar
  - UNITS  
F= Nm<sup>3</sup>/hr P= Kg/cm<sup>2</sup>abs  
G= Kg/hr T= °C  
H= Kcal/Kg

# Lampiran 4 Lanjutan



# Lampiran 4 Lanjutan



## Lampiran 5 Properties Bahan bakar

### 9.3 GAS PROPERTIES (SNAPSHOT REPORT)

Santos (Sampang) Pty. Ltd.  
**ONSHORE PROCESSING FACILITY - GRATI**  
 Snapshot Report

Date : 10/2/2009 Time : 12:00:00AM

<b>GENERAL</b>		STREAM A	STREAM B
Stream ID		STREAM A	STREAM B
Product ID		NO	NG
USM TAG NO.		FI-0701A	FI-0701B
Heating Value (CV)	Btu/lb (ISO6976)	1,072.8790	1,072.8790
Base Density	lb/lb (ISO-6076)	0.047045	0.047045
Line Density	lb/lb (AGA-1 1994)	1.368944	1.303217
BCDP (AT-0702B)	°C	-22.6218	-22.6467
Moisture (AT-0702C)	Btu/mmf	3.7655	3.7746
<b>CURRENT DATA</b>			
Gross Flowrate	MMCFD	0.814	0.000
Net Flowrate	MMSCFD	22.616	0.000
Mass Flowrate	kib/day	1.054	0.000
Energy Flowrate	MBTU/D	24.264	0.000
<b>DAILY DATA</b>			
Daily Gross	MMCF	0.000	0.000
Daily Net	MMSCFD	0.001	0.000
Daily Mass	kib	0.053	0.000
Daily Energy	MBTU	0.001	0.000
<b>CUMULATIVE DATA</b>			
Cumulative Gross	MMCF	0.744	0.000
Cumulative Net	MMSCFD	20.102	0.000
Cumulative Mass	kib	946.553	0.000
Cum. Energy	MBTU	21.592	0.000
<b>OPERATING PARAMETERS</b>			
Temperature	°F	72.0557	72.1524
Pressure	Psig	379.8959	378.4381
Base Temperature	°F	60.00	60.00
Base Pressure	Ppsia	34.7	34.7
Compressibility Z		0.940923	0.941162
<b>PATH OF USM</b>			
Inner Diameter	in	9.25298	9.15168
K-Factor	1/ft <sup>2</sup>	36.00	36.00
Average Gas Velocity	ft/s	16.7538	16.8719
Average Vel. of Sound	ft/s	1,344.7710	1,345.2270
<b>CHROMATOGRAPH NORMALIZED DATA</b>			
Mol% Methane		94.5007	94.5007
Mol% Nitrogen		0.2733	0.2733
Mol% CO <sub>2</sub>		1.2664	1.2664
Mol% Ethane		1.1828	1.1828
Mol% Propane		1.3711	1.3711
Mol% Hydrogen Sulphide		0.0000	0.0000
Mol% i-Butane		0.4229	0.4229
Mol% n-Butane		0.4656	0.4656
Mol% i-Pentane		0.2374	0.2374
Mol% n-Pentane		0.1342	0.1342
Mol% n-Hexane		0.2456	0.2456

## Lampiran 5 Lanjutan

---

### 9-4 GAS SPECIFICATION

---

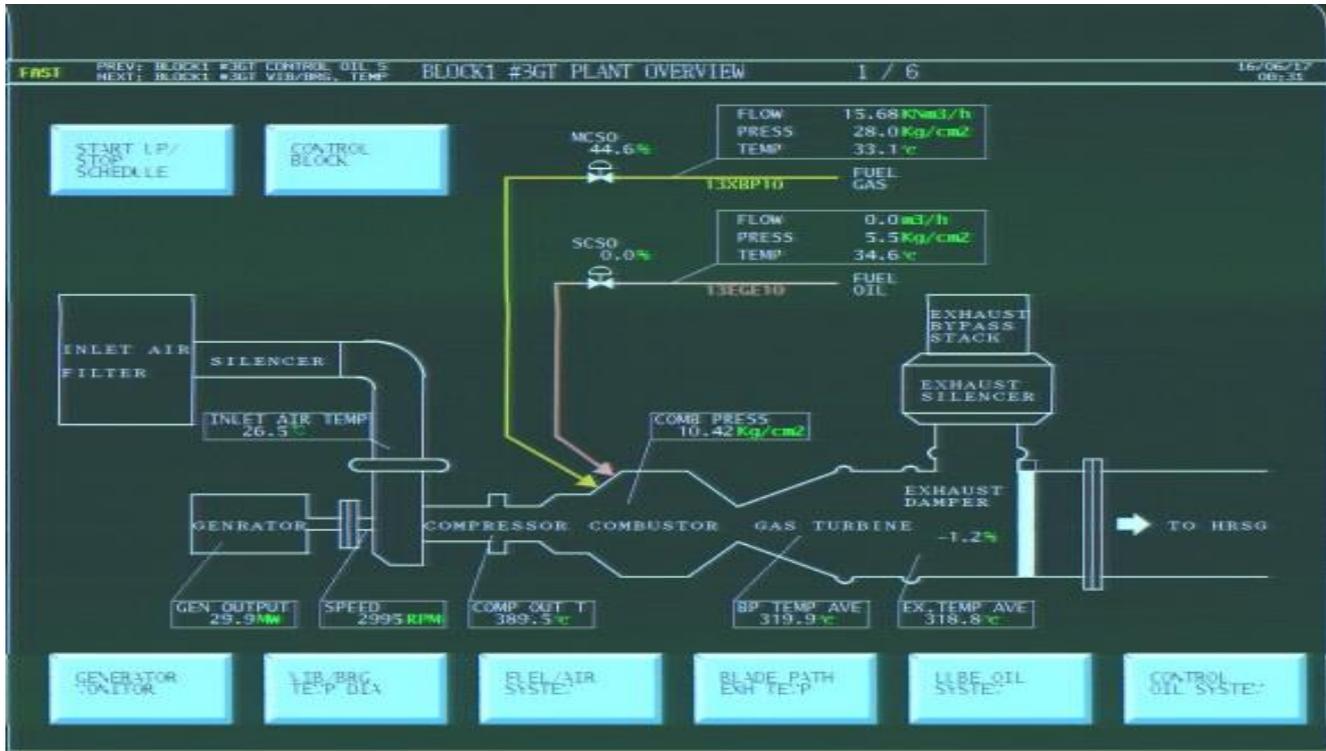
#### SCHEDULE 1 SPECIFICATION AND DELIVERY PRESSURE

##### 1.1 Specification

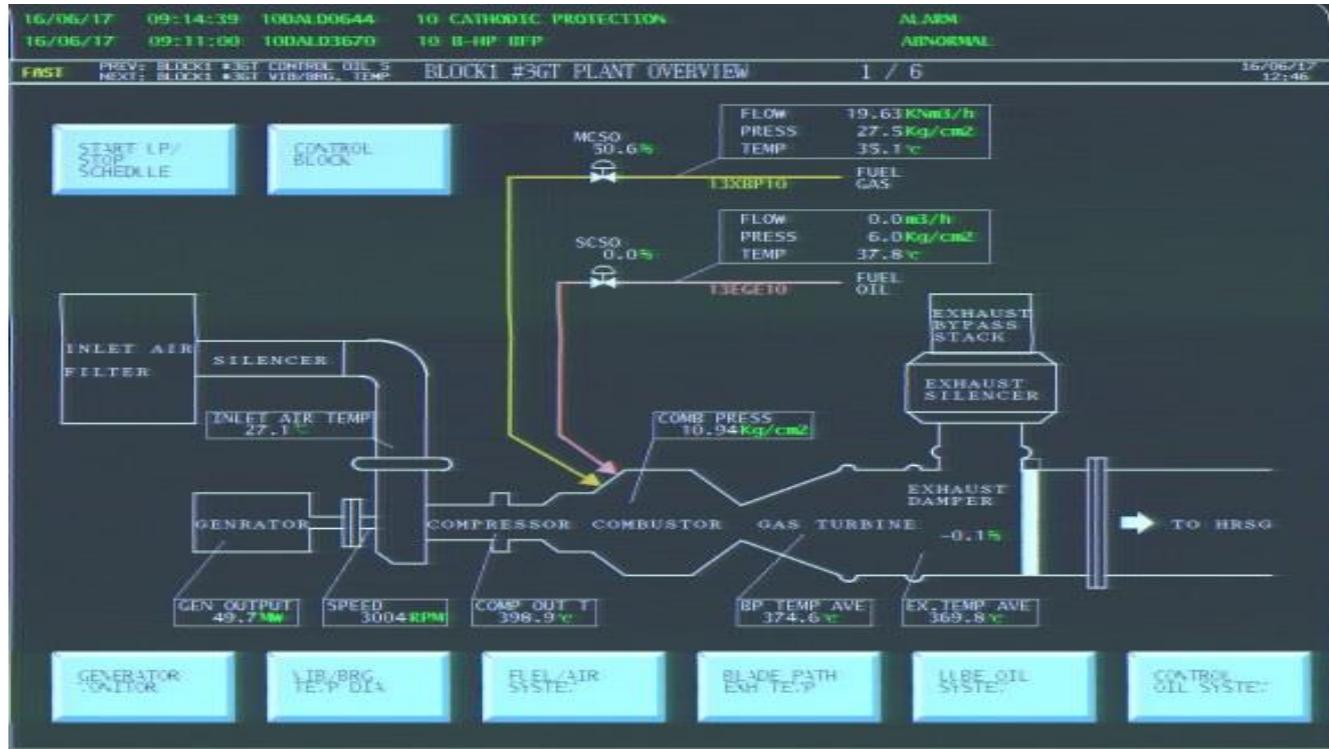
All Gas delivered at the Delivery Point shall conform to the following specification (the "Specification"):

GHV	950 Btu/scf to 1250 Btu/scf
Specific Gravity	0.55 to 0.70
Temperature at Delivery Point	18° F to 100° F
Water Content	< 10 lb / mmscf
Inert Gases	< 5 mol% including CO <sub>2</sub>
C3+	< 5%
H <sub>2</sub> S Content	1 grain / 100 scf
Particles	< 5 microns

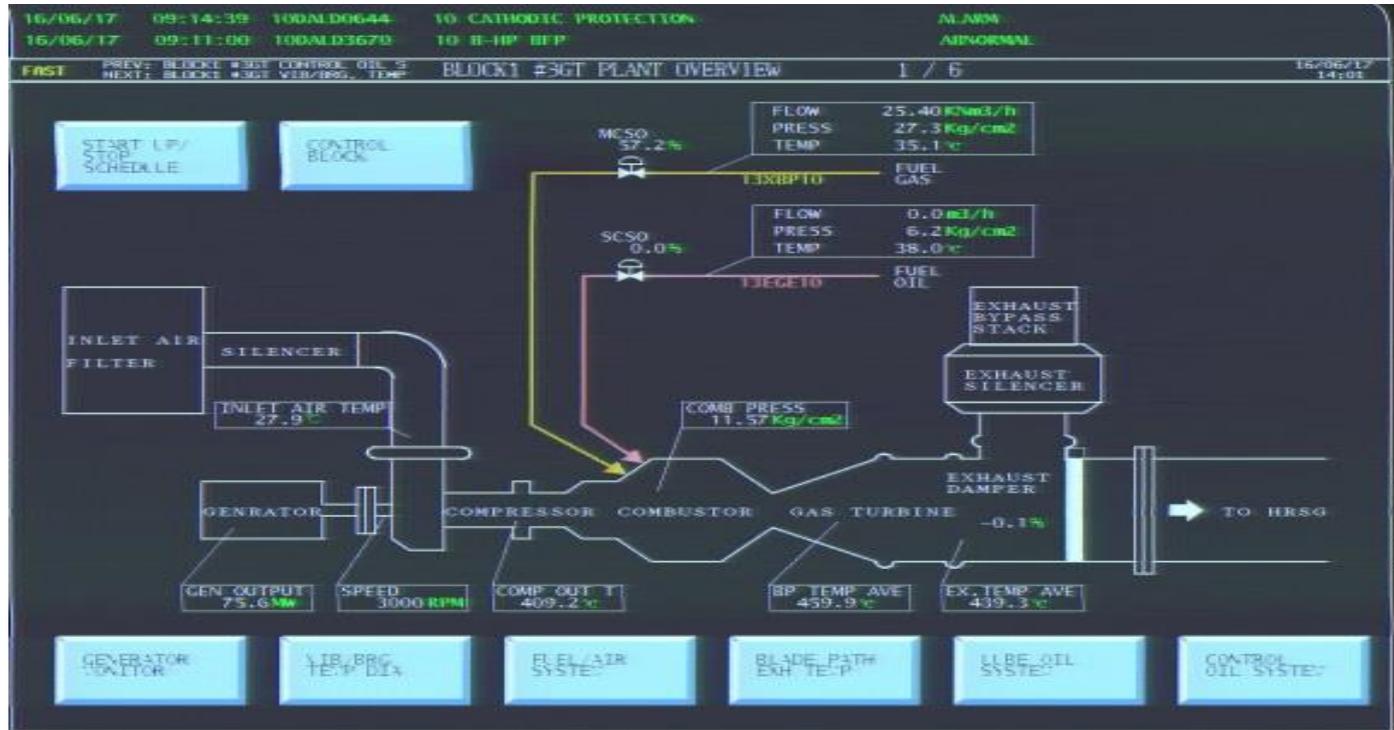
## Lampiran 6 Data operasi PLTGU blok GT 1.3, pada bulan juni 2016



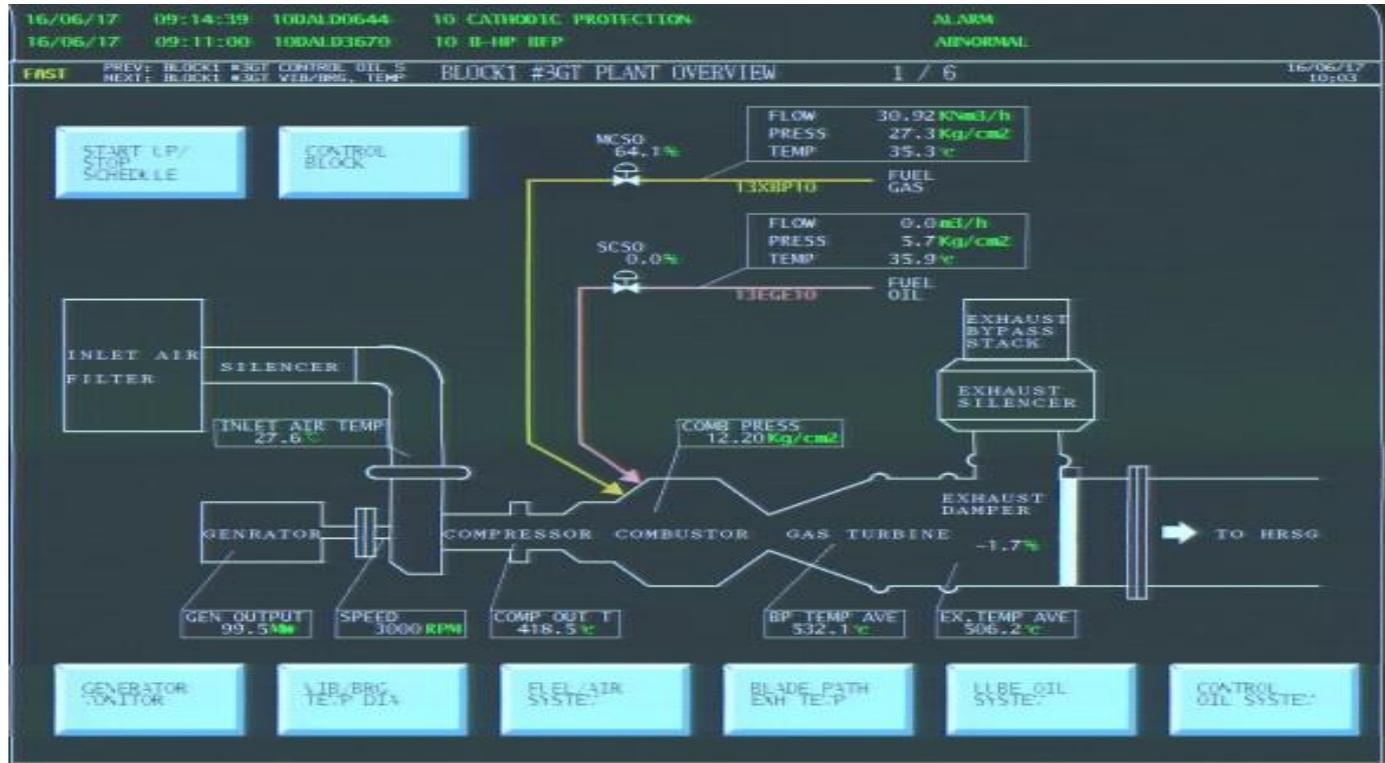
## Lampiran 6 Lanjutan



## Lampiran 6 Lanjutan



## Lampiran 6 Lanjutan



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kabupaten Mojokerto pada tanggal 26 Januari 1996, dari pasangan Bapak Nanang Mas'ud dan Ibu Ida Alfianah. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Dewi Sartika, SD Negeri Kunitir 1, SMP Islam Roudlotul Ulum, dan lanjut ke jenjang pendidikan pada tingkat MAN Mojokerto.

Pada tahun 2014 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2114 030 057. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi pengurus dalam Organisasi Kepengurusan Himpunan Mahasiswa Diploma Mesin (HMDM) periode 2015/2016 serta ikut andil pada Kepengurusan BEM FTI ITS periode 2015/2016. Kegiatan yang pernah diikuti penulis diantaranya GERIGI (Generasi Integralistik) ITS (2014), Leadership and Organizing Training 1 (2015), LKMM Pra TD dan LKMM TD. PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih 1 bulan pada tahun 2016. Bila ingin berdiskusi lebih lanjut silakan hubungi

Alamat email : [nafiannur45@gmail.com](mailto:nafiannur45@gmail.com)