



**Analisis Pengaruh Ambient Temperatur Terhadap  
Performa *Gas Turbine* Unit 1 Sebelum dan Sesudah HGPI di  
PLTGU Tanjung Uncang**

**Tugas Akhir**

**Oleh:  
Otomosi Kurniawan Waruwu (4232001013)**

**Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi  
Jurusan Teknik Elektro  
Politeknik Negeri Batam  
2024**

# Pernyataan Keaslian Tugas Akhir

## Pernyataan Keaslian Tugas Akhir

Saya yang bertandatangan dibawah ini menyatakan bahwa isi sebagian maupun keseluruhan Tugas Akhir saya yang berjudul : "Analisis Pengaruh Ambient Temperatur Terhadap Performa Gas Turbine Unit 1 Sebelum dan Sesudah HGPI di PLTGU Tanjung Ugang" adalah hasil karya sendiri, diselesaikan tanpa menggunakan bahan-bahan yang tidak diizinkan, dan bukan merupakan karya pihak lain yang saya akui sebagai karya sendiri. Semua referensi yang dikutip atau dirujuk telah ditulis secara lengkap pada daftar pustaka. Apabila ternyata pernyataan saya ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai peraturan yang berlaku.

Batam, 04 Desember 2024



---

Otomosi Kurniawan Waruwu  
NIM:4232001013

# Lembar Pengesahan

## Lembar Pengesahan

Tugas Akhir disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Sarjana Terapan Teknik (S.Tr.T).  
di  
Politeknik Negeri Batam

Oleh:  
Otomosi Kurniawan Waruwu (4232001013)

Tanggal Sidang: 24 Oktober, 2024

Disetujui oleh:



1. Hasnira, S.ST., M.Tr.T  
NIK: 113112

1. Muhammad Syafei Gozali, ST, M.T  
NIK: 107050



2. Irwanto Zarna Putra, S.Pd. M.Eng  
NIK: 118200

# Lembar Pengesahan Industri

## Lembar Pengesahan Industri

Data laporan Tugas Akhir ini bebas dari plagiasi dan mendapat izin untuk disimpan, dikelola dan dipublikasikan untuk kepentingan akademik

Disusun Oleh: Otomosi Kurniawan Waruwu (4232001013)

Program Studi: D4 Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi  
Jurusan: Teknik Elektro  
Politeknik Negeri Batam

Judul Tugas Akhir: Analisis Pengaruh Ambient Temperatur Terhadap Performa Gas Turbine Unit 1 Sebelum dan Sesudah HGPI di PLTGU Tanjung Ugang

Perusahaan: PT PLN Batam Unit PLTGU 120 MW Tanjung Ugang

Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing

Pembimbing Industri



Muhammad Syafel Gozali, ST, M.T  
NIK: 107050

Hendry Warman  
NIP: 8115033ZWY

Manager Unit PLTGU Tanjung Ugang



Widya Agung Sulisty  
NIP: 8107003WB

# [Analisis Pengaruh Ambient Temperatur Terhadap *Performa Gas Turbine* Unit 1 Sebelum Dan Sesudah HGPI di PLTGU Tanjung Uncang]

## Abstrak

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Tanjung uancang merupakan salah satu pembangkit yang dimiliki oleh PT PLN Batam, yang mengoperasikan turbin gas yang seiring berjalannya waktu performa turbin gas mengalami penurunan performa yang akan berpengaruh pada nilai *heat rate*, *specific fuel consumption*, dan efisiensi termal agar turbin gas mengalami peningkatan sehingga perlu dilaksanakannya HGPI agar performa turbin gas meningkat. Sehingga setelah dilaksanakannya HGPI *heat rate* meningkat 50.95% dari nilai *commisioning* 9481 kJ/kWh setelah dilaksanakannya HGPI nilai *heat rate* menurun 50.59%. Begitu juga dengan SFC mangalami peningkatan 55.56% dari hasil *commisioning* 0.18 Kj/kWh ketika sudah dilaksankannya HGPI nilainya mengalami penurunan 47.37%. Sedangkan efisiensi termal sebelum dilaksanakannya HGPI mengalami penurunan 50.91% setelah dilaksakannya HGPI efisiensi termal meningkat 50.60% jika dilihat dari data *commisioning* selisihnya hanya 0.21% peningkatan dan penurunan tersebut dapat menjadi parameter untuk melaksanakan HGPI.

*Kata kunci : Temperatur, PLTGU, , Efisiensi*

# ***[Analysis of the Effect of Ambient Temperature on the Performance of Gas Turbine Unit 1 Before and After HGPI at PLTGU Tanjung Uncang]***

## ***Abstract***

*Tanjung Uncang Gas and Steam Power Plant (PLTGU) is one of the power plants owned by PT PLN Batam, which operates a gas turbine which over time the performance of the gas turbine has decreased performance which will affect the value of heat rate, specific fuel consumption, and thermal efficiency so that the gas turbine increases so it is necessary to implement HGPI so that the performance of the gas turbine increases. So that after the implementation of HGPI the heat rate increased by 50.95% from the commissioning value of 9481 kJ/kWh after the implementation of HGPI the heat rate value decreased by 50.59%. Likewise, the SFC experienced an increase of 55.56% from the commissioning results of 0.18 KJ/kWh when HGPI was implemented, the value decreased by 47.37%. While the thermal efficiency before the implementation of HGPI decreased 50.91% after the implementation of HGPI thermal efficiency increased 50.60% when viewed from the commissioning data the difference is only 0.21% increase and decrease can be a parameter for implementing HGPI.*

*Keyword: Temperatur, PLTGU, Performa, Efisiensi*

## Kata Pengantar

Segala syukur dan puji hanya bagi Tuhan Yesus Kristus, oleh karena anugerah-Nya yang melimpah, kemurahan dan kasih setia yang besar akhirnya penulis dapat menyelesaikan penulisan Laporan Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Pengaruh Ambient Temperatur Terhadap *Performa Gas Turbine* sebelum dan sesudah HGPI GT#1 di PLTGU Tanjung Ugang”.

Penulisan Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan kelulusan Diploma IV dan memperoleh gelar Sarjana Terapan pada Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi (RPE) di Politeknik Negeri Batam.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis dapat menyelesaikannya dengan baik tidak terlepas dari dukungan dan bimbingan dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Untuk itu karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua dan keluarga, yang telah memberikan semangat dan doa.
2. Bapak Uuf Brajawidagda, S.T., M.T., Ph.D., selaku Direktur Politeknik Negeri Batam.
3. Bapak Dr. Budi Sugandi, S.T., M.Eng., selaku Ketua Jurusan Teknik Elektro Politeknik Negeri Batam.
4. Bapak Fauzun Atabiq, S.T., M.Sc., selaku Kepala Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi.
5. Bapak Jhon Hericson Purba, S.Pd., M.Pd., selaku Dosen Pengampu Tugas Akhir.
6. Bapak Muhammad Syafei Gozali, ST, M.T, selaku Dosen Pembimbing saya yang telah memberikan saran dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini.
7. Ibu Hasnira, S.ST., M.Tr.T dan Bapak Irwanto Zarma Putra, S.Pd. M.Eng selaku Dosen Penguji yang telah memberikan kritik dan saran demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.
8. Bapak Muhammad Prihadi Eko Wahyudi, S.T., M.T., selaku Dosen Koordinator Magang yang telah memberikan bimbingan, saran dan motivasi kepada penulis.
9. Bapak Hendry Warman selaku Mentor Lapangan di PLTGU Tanjung Batam yang sudah membantu saya selama proses penyusunan Laporan Akhir.
10. Kepada seluruh Bapak Tim HAR PLTGU Tanjung Batam yang telah bersedia meluangkan waktunya untuk memberikan ilmu pengetahuan, membimbing saya selama magang.
11. Nola, Lusi, Galan, Fahry, Farraz, Jul, Navira, Uya, Annisa, Trio Padang (Dhiva, Adit dan Boni) selaku *partner* magang yang memberikan masukan selama pengerjaan Tugas Akhir ini.

12. Teman-teman seperjuangan terkhusus Prodi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi angkatan 2020 yang tidak bisa disebutkan satu persatu, terima kasih atas bantuan, kritik, saran, motivasi, dan semangat kepada penulis.
13. Serta seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna dan dengan rendah hati penulis berharap agar Tugas Akhir ini dapat berguna bagi penulis maupun pembaca. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun untuk perbaikan di masa yang akan datang.

Batam,

Otomosi Kurniawan Waruwu

# Daftar Isi

Pernyataan Keaslian Tugas Akhir .....	i
Lembar Pengesahan .....	ii
Lembar Pengesahan Industri.....	iii
Abstrak .....	iv
<i>Abstract</i> .....	v
Kata Pengantar.....	vi
Daftar Isi .....	viii
Daftar Gambar .....	x
Daftar Tabel .....	xi
BAB 1. PENDAHULUAN .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	2
1.3. Tujuan.....	3
1.4. Manfaat .....	3
1.5. Batasan .....	3
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1. Entalpi.....	4
2.2. Air Fuel Ratio (AFR).....	9
2.3. Laju aliran udara ( $\dot{m}_a$ ) .....	9
2.4. Kerja Kompresor ( $\dot{W}_c$ ) .....	10
2.5. Kerja Turbin ( $\dot{W}_t$ ) .....	10
2.6. Nilai Kalor Masuk ( $Q_{in}$ ) .....	11
2.7. Kerja netto ( $\dot{W}_n$ ) .....	11
2.8. Heat Rate .....	11
2.9. <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC) .....	12
2.10. Efisiensi thermal ( $\eta_{th}$ ) .....	12
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN .....	13
3.1. Diagram Alir .....	13

3.2. Pengumpulan Data .....	15
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN .....	16
4.1. Pengumpulan Data Operasi Turbin Gas .....	16
4.2. Hasil pengolahan data .....	16
4.3. Hasil dan Pembahasan.....	18
Bab 5. Kesimpulan dan Saran .....	21
5.1. Kesimpulan .....	21
5.2. Saran .....	21
Daftar Pustaka.....	22
Biodata .....	23

## Daftar Gambar

Gambar 3.1 Diagram Alir.....	13
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Heat Rate .....	18
Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Specific Fuel Comsumption .....	19
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Specific Efisiensi Termal .....	19

## Daftar Tabel

Tabel 2.1 Properti Gas Ideal Pada Udara .....	9
Tabel 4.1 Data Monitoring .....	16
Tabel 4.2 Hasil Pengolahan Data .....	17

# BAB 1. PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Tanjung Ungang merupakan salah satu pembangkit yang dimiliki oleh PT PLN Batam, yang mengoperasikan turbin gas, pada pengoperasian turbin gas terjadi proses pembakaran antara gas dan udara kompresor dimana syarat terjadinya pembakaran tersebut didalam *combustion chamber* ada tiga unsur yaitu bahan bakar, udara dan api, namun pembakaran yang terjadi tidak akan maksimal ketika udara yang dihisap oleh kompresor terlalu panas yang di mana udara panas dipengaruhi oleh *ambient temperature* yang terlalu tinggi di mana rata-rata *ambient temperature* kota Batam 30°C sd 34°C, jika pembakaran tidak sempurna maka energi yang di hasilkan tidak akan maksimal, pada saat *ambient temperature* tinggi maka beban akan diturunkan jika beban tidak diturunkan maka turbin gas akan mengalami *tripped*.

Namun seiring berjalannya waktu operasi tidak maksimalnya daya yang dihasilkan bisa dipengaruhi oleh turbin gas yang beroperasi secara terus menerus dengan *ambient temperature* yang cukup tinggi dalam jangka waktu yang lama. Sehingga performa turbin gas akan menurun yang dipengaruhi oleh beberapa faktor, maka perlu di lakukannya perawatan atau *hot gas path inspection* (HGPI) untuk menjaga performa turbin sehingga mampu menghasilkan daya yang maksimal karena penelitian menunjukkan bahwa kinerja turbin gas menurun seiring dengan meningkatnya suhu sekitar, kinerja pembangkit listrik dapat diukur menggunakan beberapa parameter seperti nilai kalor, konsumsi bahan bakar spesifik, dan efisiensi termal.

Analisis yang dilakukan oleh Kusnandar, H (2010). Hasil penelitian menunjukkan terjadi penurunan performa turbin gas ketika terjadi kenaikan *ambient temperature*. Penurunan performa turbin gas dilihat dari kenaikan Specific Fuel Consumption (SFC), penurunan daya yang dihasilkan power turbine dan thermal efficiency. Nilai specific fuel consumption dari hasil perhitungan sebesar 0,06072 kg/kWh pada *ambient temperature* 24°C dan 0,06565 kg/kWh pada *ambient temperature* 33°C. Daya yang dihasilkan turbin gas sebesar 3532,657 HP pada *ambient temperature* 24°C dan 3046,557 HP pada *ambient temperature* 33°C, sedangkan thermal efisiensi termal sebesar 54,159% pada *ambient temperature* 24°C dan 49,727% pada *ambient temperature* 33°C. Analisis ini memberikan gambaran tentang perubahan performa turbin gas setelah HGPI, dengan

memperhatikan parameter-parameter efisiensi dalam pengukuran kinerja pembangkit energi<sup>[1]</sup>.

Penelitian yang dilakukan oleh (Burharuddin 2021) dimana ambient temperature yang lebih tinggi akan mempengaruhi kualitas pada oksigen udara tekan, sehingga pembakaran pada ruang bakar tidak akan maksimal yang mengakibatkan daya yang di hasilkan turbin dan daya input generator rendah. dimana evaluasi tersebut melibatkan parameter daya input, kompresor, temperatur ruang bakar, daya turbin, daya input generator, daya output generator. sehingga hasil menunjukkan bahwa pada kenaikan suhu sekitar 1°C, daya output rata-rata akan berkurang sebesar 1041,55 KW. Daya output generator tertinggi berada pada *ambient temperature* 26°C, daya output generator sebesar 93,29 MW, dan daya output terendah 85,34 MW pada suhu 35°C<sup>[2]</sup>.

Naufal, Achmad, Belyamin, dan Jusafwar, Turbin Gas unit (GT. 1.2) PLTGU Cilegon dilakukan Major Inspection Overhaul (MIO) pada (14 September - 6 November) 2019, dari overhaul tersebut akan terjadi perubahan performa pada turbin gas, untuk mengetahui perubahannya diperlukan analisis perhitungan dan hasil secara termodinamik pada kondisi sebelum (26 Agustus) dan sesudah (12 November) dengan perbandingan grafik terhadap variabel performa yaitu; Efisiensi komponen turbin gas, Spesifik Fuel Consumption, Air Fuel Ratio, Back Work Ratio dan Heat Rate. Data yang digunakan adalah data bahan bakar dan operasi (variasi jam). Pengolahan dan perhitungan data menggunakan Microsoft Excel dan didapat nilai rata-rata dari variabel performa. Kesimpulannya adalah terjadi peningkatan performa efisiensi; turbin gas sebesar 0.72 %, kompresor sebesar 0.98 %, siklus thermal aktual sebesar 1.06 %. Terjadi nilai tetap pada efisiensi ruang bakar sebesar 100 %. Dan terjadi penurunan nilai; AFR sebesar 0.116, BWR aktual sebesar 0.98 %, SFC aktual sebesar 0.004387, Heat rate aktual sebesar 222.242<sup>[3]</sup>.

Maka dari latar belakang yang dipaparkan diatas, dan observasi yang telah dilaksanakan pada saat magang di PLTGU Tanjung Uncang maka tugas akhir “Analisis Pengaruh *Ambient Temperature* Terhadap Performa Gas Turbine Sebelum dan Sesudah HGPI Pada GT 2 PLTGU Tanjung Uncang”.

## 1.2. Rumusan Masalah

1. Bagaimana nilai *heat rate* sebelum dan sesudah HGPI?
2. Bagaimana nilai *specific fuel consumption* sebelum dan sesudah HGPI?
3. Bagaimana nilai efisiensi termal sebelum dan sesudah HGPI?

4. Bagaimana analisis perbandingan nilai (T<sub>2</sub>), (P<sub>2</sub>), (T<sub>4</sub>) saat commissioning dengan sebelum dilaksanakan HGPI.

### 1.3. Tujuan

1. Mendapatkan nilai *heat rate* sebelum dan sesudah dilakukan HGPI.
2. Mendapatkan nilai *specific fuel consumption* sebelum dan sesudah dilakukan HGPI.
3. Mendapatkan nilai perbandingan efisiensi termal sebelum dan sesudah dilakukan HGPI.
4. Melaksanakan analisis perbandingan nilai (T<sub>2</sub>), (P<sub>2</sub>), (T<sub>4</sub>) saat *commissioning* dengan sebelum dilaksanakan HGPI.

### 1.4. Manfaat

1. Mengetahui nilai *heat rate* dan *specific fuel consumption* sebelum dan sesudah dilakukan HGPI.
2. Mengetahui nilai *specific fuel consumption* sebelum dan sesudah dilakukan HGPI
3. Mengetahui efisiensi termal sebelum dan sesudah dilakukan HGPI.
4. Mengetahui analisis perbandingan nilai (T<sub>2</sub>), (P<sub>2</sub>), (T<sub>4</sub>) saat commissioning dengan sebelum dilaksanakan HGPI sebagai parameter pelaksanaan HGPI.

### 1.5. Batasan

1. Sebagai objek penelitian hanya pada GT 1 PLTGU Tanjung Uncang.
2. Pengambilan data dilakukan sebelum dan sesudah dilaksanakannya HGPI.
3. Perhitungan menggunakan data pada *ambient temperatue* pada 28°, 30°C, dan 31°C dengan beban maksimal.

## BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1. Entalpi

Entalpi merupakan istilah yang ditemukan didalam termodinamika yang menyatakan besar jumlah energi internal dengan jumlah energi yang digunakan<sup>[4]</sup>. Agar dapat mengetahui nilai entalpi dapat dilihat pada tabel (2.1) properti gas ideal pada udara. Jika temperatur udara data operasi tidak tersedia didalam tabel properti gas ideal, maka diperlukan perhitungan dengan metode interpolasi dipersamaan (2.1).

$$h_1 = \frac{(T_1 - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \quad (2.1)$$

Keterangan:

- $h$  = Entalpi (kJ/kg)
- $h_a$  = Entalpi Atas (kJ/kg)
- $h_b$  = Entalpi Bawah (kJ/kg)
- $T_1$  = Temperatur Masuk Kompresor (K)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)
- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)

Setelah didapatkan nilai entalpi ( $h_1$ ) dan ( $h_2$ ), selanjutnya menghitung nilai ( $P_{r1}$ ) menggunakan persamaan (2.2). Untuk mendapatkan nilai tekanan relatif masuk kompresor ( $P_{r1}$ ) diperlukan nilai temperatur masuk kompresor ( $T_1$ ), dan menggunakan interpolasi pada tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$P_{r1} = \frac{(T_1 - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (Pr_{atas} - Pr_{bawah}) + Pr_{bawah} \quad (2.2)$$

Keterangan

- $P_{r1}$  = Tekanan Relatif Masuk Kompresor (kg/cm<sup>3</sup>)
- $T_1$  = Temperatur Udara Masuk Kompresor (K)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)
- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)
- $Pr_a$  = Tekanan Relatif Atas (kJ/kg)
- $Pr_b$  = Tekanan Relatif Bawah (kJ/kg)

Dengan nilai ( $P_{r1}$ ), dapat dilakukan perhitungan ( $P_{r2}$ ) dengan menggunakan persamaan (2.3), dipengaruhi oleh tekanan udara masuk dan keluar kompresor.

$$P_{r2} = P_{r1} \frac{P_2}{P_1} \quad (2.3)$$

Keterangan

$P_{r2}$  = Tekanan Relatif Keluar Kompresor (kg/cm<sup>3</sup>)

$P_2$  = Entalpi Atas (kJ/kg)

$P_1$  = Entalpi Bawah (kJ/kg)

Dilakukan perhitungan ( $P_{r1}$ ) dan ( $P_{r2}$ ) untuk mendapatkan nilai entalpi udara ( $h_{2s}$ ) selanjutnya setelah mendapatkan nilai ( $P_{r2}$ ), untuk menghitung dapat menggunakan persamaan (2.4) dan menggunakan tabel 2.1 Properti Gas Ideal Pada Udara.

$$h_{2s} = \frac{(Pr_2 - Pr_{bawah})}{Pr_{atas} - Pr_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \quad (2.4)$$

Keterangan

$h_{2s}$  = Entalpi Udara Keluar Kompresor Ideal (kJ/kWh)

$Pr_2$  = Tekanan Relatif Keluar Kompresor (kg/cm<sup>3</sup>)

$Pr_b$  = Tekanan Bawah (Bar)

$Pr_a$  = Tekanan Atas (Bar)

$T_a$  = Temperatur Atas (K)

$T_b$  = Temperatur Bawah (K)

Nilai ( $T_{2s}$ ) dapat dihitung menggunakan persamaan (2.5), serta menggunakan nilai rasio spesifik,  $k = 1,4$  *Engineering Toolbox 2013*.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.5)$$

Keterangan

$T_{2s}$  = Temperatur Outlet Kompresor Ideal (K)

- $T_1$  = Temperatur Masuk Kompresor (K)
- $P_2$  = Tekanan Udara Masuk Kompresor (Bar)
- $P_1$  = Tekanan Udara Keluar Kompresor (Bar)
- $k$  = Rasio Spesifik (1,4)

Nilai ( $P_{r4}$ ) dapat didapatkan dengan menggunakan persamaan (2.6) yang dipengaruhi oleh nilai temperatur keluar turbin ( $T_4$ ) dan menggunakan interpolasi pada tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$P_{r4} = \frac{(T_4 - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (Pr_{atas} - Pr_{bawah}) + Pr_{bawah} \quad (2.6)$$

Keterangan

- $P_{r4}$  = Tekanan Relatif Masuk Turbin (kJ/kWh)
- $T_4$  = Temperatur Outlet Turbin Gas (K)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)
- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)
- $Pr_b$  = Tekanan Relatif Bawah (Bar)
- $Pr_a$  = Tekanan Relatif Atas (Bar)

Untuk mendapatkan nilai ( $P_{r3}$ ), maka diperlukan nilai ( $P_{r4}$ ) pada persamaan (2.6) dan di pengaruhi oleh nilai tekanan masuk turbin ( $P_{r3}$ ) dan tekanan keluar turbin ( $P_4$ ) yang dapat dihitung dengan persamaan (2.7)

$$P_{r3} = P_{r4} \frac{P_3}{P_4} \quad (2.7)$$

Keterangan

- $P_{r3}$  = Tekanan Relatif Masuk Turbin (kg/cm3)
- $P_{r4}$  = Tekanan Relatif Keluar Turbin ((kg/cm3)
- $P_3$  = Tekanan Udara Masuk Turbin (Bar)
- $P_4$  = Tekanan Udara Keluar Turbin (Bar)

Untuk mendapatkan nilai  $h_3$  maka diperlukan nilai ( $P_{r3}$ ) pada persamaan (2.7) Menghitung nilai ( $h_3$ ) menggunakan persamaan (2.8) memerlukan nilai dan menggunakan interpolasi dengan termodinamika tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$h_3 = \frac{(Pr_3 - Pr_{bawah})}{Pr_{atas} - Pr_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \quad (2.8)$$

Keterangan

- $h_3$  = Entalpi Masuk Turbin (kJ/kWh)
- $Pr_3$  = Tekanan Relatif Keluar Turbin (kg/cm<sup>3</sup>)
- $Pr_b$  = Tekanan Bawah (kg/cm<sup>3</sup>)
- $Pr_a$  = Tekanan Atas (kg/cm<sup>3</sup>)
- $h_a$  = Temperatur Atas (K)
- $h_b$  = Temperatur Bawah (K)

Setelah didapatkan nilai entalpi ( $h_3$ ) maka dapat mencari nilai Temperatur masuk kompresor ( $T_3$ ) dan dapat dihitung dengan menggunakan interpolasi pada termodinamika tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$T_3 = \frac{(h_3 - h_{bawah})}{h_{atas} - h_{bawah}} \times (T_{atas} - T_{bawah}) + T_{bawah} \quad (2.9)$$

Keterangan

- $T_3$  = Temperatur Masuk Kompresor (K)
- $h_3$  = Tekanan Relatif Keluar Turbin (kg/cm<sup>3</sup>)
- $h_a$  = Entalpi Atas (kJ/kWh)
- $h_b$  = Entalpi Bawah (kJ/kWh)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)
- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)

Untuk mendapatkan nilai entalpi keluar turbin ( $h_4$ ) dapat dihitung dengan persamaan (2.10) dan dipengaruhi oleh nilai temperatur keluar turbin ( $T_4$ ) dan termodinamika tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$h_4 = \frac{(T_4 - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \quad (2.10)$$

Keterangan

- $h_4$  = Entalpi Masuk Turbin (kJ/kWh)
- $T_4$  = Tekanan Relatif Keluar Turbin (kg/cm<sup>3</sup>)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)

- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)
- $h_a$  = Entalpi Atas (kJ/kWh)
- $h_b$  = Entalpi Bawah (kJ/kWh)

Setelah didapatkan nilai Temperatur masuk turbin ( $T_3$ ), maka dapat dihitung nilai temperatur keluar turbin ( $T_{4s}$ ) menggunakan persamaan (2.11) serta menggunakan nilai rasio spesifik,  $k = 1,4$  *Engineering Toolbox 2013*.

$$T_{4s} = T_3 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.11)$$

Keterangan

- $T_{4s}$  = Temperatur Outlet Kompresor Ideal (K)
- $T_3$  = Temperatur Masuk Kompresor (K)
- $P_2$  = Tekanan Udara Masuk Kompresor (Bar)
- $P_1$  = Tekanan Udara Keluar Kompresor (Bar)
- $k$  = Rasio Spesifik (1.4)

Menghitung nilai  $h_{4s}$  dapat menggunakan persamaan (2.12) dengan menggunakan interpolasi dan termodinamika tabel 2.1 properti gas ideal pada udara.

$$h_{4s} = \frac{(T_{4s} - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \quad (2.12)$$

Keterangan

- $h_{4s}$  = Entalpi Outlet Turbin Ideal (kJ/kWh)
- $T_{4s}$  = Temperatur Outlet Turbin Ideal (kg/cm<sup>3</sup>)
- $T_a$  = Temperatur Atas (K)
- $T_b$  = Temperatur Bawah (K)
- $h_a$  = Entalpi Atas (kJ/kWh)
- $h_b$  = Entalpi Bawah (kJ/kWh)

Kesalahan! Sumber referensi tidak ditemukan. **Properti Gas Ideal Pada Udara**

T (K)	h (Kj/kg)	Pr	U (kJ/kg)	$v_r$	S (Kj/kg)
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865

680	691.82	25.8500	496.62	75.50	2.54175
690	702.52	27.2900	504.45	72.56	2.55731
700	713.27	28.8000	512.33	69.76	2.57277
710	724.04	30.3800	520.23	67.07	2.58810
720	734.82	32.0200	528.14	64.53	2.60319
730	745.62	33.7200	536.07	62.13	2.61803
740	756.44	35.5000	544.02	59.82	2.63280

## 2.2. Air Fuel Ratio (AFR)

*Air Fuel Ratio* (AFR) merupakan perbandingan antara natural gas, udara dan bahan bakar. Menjadikan nilai *Air Fuel Ratio* salah satu parameter utama yang digunakan untuk mengatur kinerja mesin<sup>[5]</sup>. Persamaan (2.13), untuk memperoleh nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) dipengaruhi nilai kerja generator aktual ( $\dot{W}_{gen}$ ), nilai laju aliran bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ), efisiensi generator, dan nilai entalpi.

$$\frac{\dot{W}_{gen}}{\eta_{gen}} = (\dot{m}_f + \dot{m}_a)(h_3 - h_4) - \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

$$(AFR) = \frac{\frac{\dot{W}_{gen}}{\eta_{gen}} - \dot{m}_f (h_3 - h_4)}{\dot{m}_f (h_3 - h_4) - \dot{m}_f (h_2 - h_1)} \quad (2.13)$$

Keterangan:

- AFR = *Air Fuel Ratio*
- $\dot{W}_{gen}$  = Kerja Generator Aktual (kW)
- $\eta_{gen}$  = Efisiensi Generator diasumsikan 0,9876 (%)
- $\dot{m}_f$  = Laju Aliran Bahan Bakar (kg/s)
- $h_1$  = Entalpi Masuk Kompresor (kJ/kg)
- $h_2$  = Entalpi Keluar Kompresor (kJ/kg)
- $h_3$  = Entalpi Masuk Turbin (kJ/kg)
- $h_4$  = Entalpi Keluar Turbin (kJ/kg)

## 2.3. Laju aliran udara ( $\dot{m}_a$ )

Laju Aliran Udara ( $\dot{m}_a$ ) dipengaruhi oleh nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) dan Laju Aliran Massa Udara ( $\dot{m}_f$ ) yang tersaji pada persamaan (2.14).

$$\dot{m}_a = (AFR) \times \dot{m}_f \quad (2.14)$$

Keterangan:

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

AFR = *Air Fuel Ratio*

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

## 2.4. Kerja Kompresor ( $\dot{W}_c$ )

Untuk mendapatkan nilai Kerja kompresor ( $\dot{W}_c$ ) dapat menggunakan persamaan (2.15) diperlukan nilai Laju Aliran Udara ( $\dot{m}_a$ ), dan nilai entalpi ( $h_1$ ), ( $h_2$ ).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \times (h_2 - h_1) \quad (2.15)$$

Keterangan:

$\dot{W}_c$  = Kerja Kompresor (kJ/s)

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

$h_1$  = Entalpi Udara Masuk Kompresor (kJ/kg)

$h_2$  = Entalpi Udara Keluar Kompresor (kJ/kg)

## 2.5. Kerja Turbin ( $\dot{W}_t$ )

Nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ) dipersamaan (2.16) dipengaruhi massa jenis udara ( $\dot{m}_a$ ), laju aliran massa udara ( $\dot{m}_f$ ), entalpi ( $h_3$ ), ( $h_4$ ).

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \times (h_3 - h_4) \quad (2.16)$$

Keterangan:

$\dot{W}_t$  = Kerja Turbin (kJ/s)

$\dot{m}_a$  = Massa Jenis Udara (kg/s)

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

$h_3$  = Entalpi Masuk Turbin (kJ/kg)

$h_4$  = Entalpi Keluar Turbin (kJ/kg)

## 2.6. Nilai Kalor Masuk ( $Q_{in}$ )

Menghitung kalor masuk ( $Q_{in}$ ) pada persamaan (2.17) dibutuhkan nilai kalor bahan bakar (LHV), dan laju aliran bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ).

$$Q_{in} = LHV \times \dot{m}_f \quad (2.17)$$

Keterangan:

- $Q_{in}$  = Kalor Masuk (kJ/s)
- LHV = Nilai Kalor Bahan Bakar (kJ/kg)
- $\dot{m}_f$  = Laju Aliran Bahan Bakar (kg/s)

## 2.7. Kerja netto ( $\dot{W}_n$ )

Kerja netto ( $\dot{W}_n$ ) merupakan selisih kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ), terhadap kerja kompresor ( $\dot{W}_c$ ) yang disajikan pada persamaan (2.18),

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{compressor} \quad (2.18)$$

Keterangan:

- $\dot{W}_n$  = Kerja Bersih Sistem Turbin (kJ/s)
- $\dot{W}_t$  = Kerja Turbin (kJ/s)
- $\dot{W}_c$  = Kerja Kompresor (kJ/s)

## 2.8. Heat Rate

*Heat Rate* digunakan untuk menilai efisiensi pembangkit, dan menunjukkan jumlah kalori atau panas yang dibutuhkan agar menghasilkan kWh listrik<sub>[6]</sub>. Nilai *heat rate* dapat diketahui dengan persamaan (2.19), dipengaruhi oleh nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ), nilai kerja kompresor ( $\dot{W}_c$ ), dan nilai kalor masuk ( $Q_{in}$ ).

$$Heat\ Rate = \frac{Q_{in}}{\dot{W}_t - \dot{W}_c} \quad (2.19)$$

Keterangan:

- Heat Rate* = Energi Bahan Bakar yang Dibutuhkan (kJ/kWh)
- $Q_{in}$  = Kalor Masuk (kJ/s)

$\dot{W}_t$  = Kerja Kompresor Aktual (kJ/s)  
 $\dot{W}_c$  = Kerja Kompresor Aktual (kJ/s)

## 2.9. *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Dalam mesin turbin gas, *Specific Fuel Consumption (SFC)* didefinisikan sebagai perbandingan bahan bakar konsumsi terhadap daya listrik yang dibandingkan<sub>[7]</sub>, nilai *specific fuel consumption* persamaan (2.11), diperlukan nilai laju aliran massa udara ( $\dot{m}_f$ ), dan nilai kerja bersih sistem turbin ( $\dot{W}_n$ ).

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{netto}} \quad (2.20)$$

Keterangan:

$SFC$  = Rasio Bahan Bakar (kg/KWh)  
 $\dot{m}_f$  = Laju Aliran Massa Udara (kg/s)  
 $\dot{W}_{netto}$  = Kerja Sistem Turbin (kg/s)

## 2.10. Efisiensi thermal ( $\eta_{th}$ )

Perhitungan efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) dapat dihitung pada persamaan (2.21). dipengaruhi nilai kalor masuk ( $Q_{in}$ ), dan nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ).

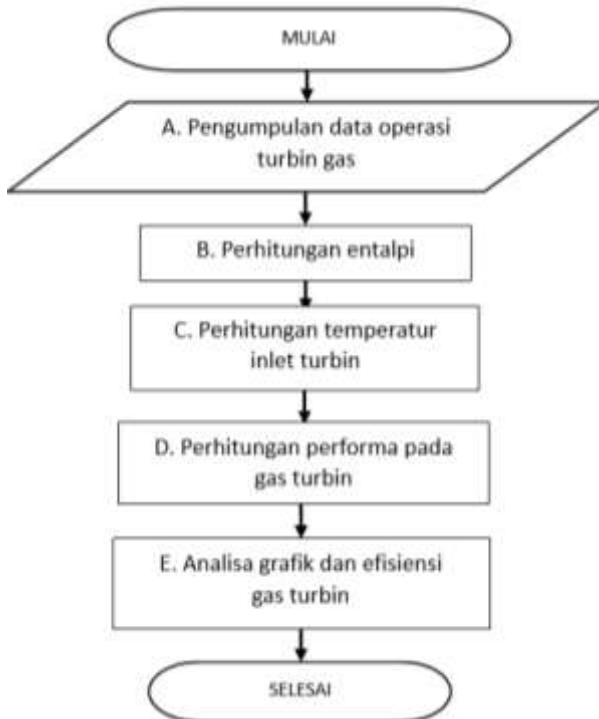
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{Q_{in}} \times 100\% \quad (2.21)$$

Keterangan:

$\eta_{th}$  = Efisiensi Termal Siklus Brayton (%)  
 $\dot{W}_n$  = Kerja bersih turbin (kg/s)  
 $Q_{in}$  = Kalor Masuk (kJ/s)

## BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1. Diagram Alir



**Gambar 3.1 Diagram Alir**

Diagram alir pada penelitian gambar 3.1 bertujuan untuk menunjukkan langkah-langkah dalam menjawab permasalahan penelitian, yaitu.

A. Pengumpulan data yang diambil melalui data operasi

Data yang dikumpulkan untuk menjawab permasalahan dalam penelitian adalah:

1. (T1) Temperatur udara masuk kompresor
2. (T2) Temperatur udara keluar kompresor
3. (P2) Tekanan udara keluar kompresor
4. (T4) Temperatur keluar turbin

5. (P4) Tekanan flue gas keluar turbin gas
  6. (LHV) *Low Heating value*
  7. (mf) Laju aliran bahan bakar
- B. Perhitungan untuk mengetahui nilai entalpi dapat dilihat pada Tabel (2.1) Properti ideal gas pada udara, jika nilai tidak sesuai maka untuk menentukan nilai dari entalpi dengan menggunakan metode interpolasi dengan pada persamaan (2.1), (2.8), dan (2.12).
  - C. Perhitungan untuk menentukan nilai temperatur masuk turbin dengan menggunakan metode interpolasi pada persamaan (2.9) dan nilai temperatur keluar turbin (2.11)
  - D. Perhitungan performa pada gas turbin
    1. Agar dapat menentukan *Air Fuel Rasio* (AFR) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.13) diperlukan nilai kerja generator dan nilai laju aliran bahan bakar didapatkan dari data operasi, efisiensi generator diassumsikan, dan nilai entalpi masuk kompresor ( $h_1$ ), entalpi keluar kompresor ( $h_2$ ), entalpi masuk turbin ( $h_3$ ), dan entalpi keluar turbin ( $h_4$ ) didapat pada persamaan (2.1), (2.8), dan (2.12).
    2. Laju aliran udara ( $\dot{m}_a$ ) dapat diketahui nilainya pada persamaan (2.14) diperlukan nilai *air fuel rasio* (AFR) hasil pada persamaan (2.13), dan laju aliran dari data operasi.
    3. Menentukan kerja kompresor ( $\dot{W}_c$ ) dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (2.15), maka diperlukan laju aliran udara pada data operasi ( $\dot{m}_a$ ), entalpi udara masuk kompresor ( $h_1$ ) dan entalpi udara keluar kompresor ( $h_2$ ) masing-masing pada persamaan (2.1).
    4. Nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ) diperoleh dengan menggunakan persamaan (2.16), dibutuhkan massa jenis udara ( $\dot{m}_a$ ) pada persamaan (2.14), laju aliran massa udara ( $\dot{m}_f$ ) nilai didapat dari data operasi, entalpi masuk turbin ( $h_3$ ) pada persamaan (2.8) dan entalpi keluar turbin ( $h_4$ ) pada persamaan (2.12).
    5. Untuk menentukan nilai kalor masuk ( $Q_{in}$ ) dihitung dengan persamaan (2.17), diperlukan nilai kalor bahan bakar (LHV) dan laju aliran bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ) yang masing-masing didapat kan dari hasil operasi.
    6. Menentukan nilai kerja netto ( $\dot{W}_n$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.18), perlu diketahui nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ) pada persamaan (2.16), dan nilai kerja turbin ( $\dot{W}_c$ ) di persamaan (2.15).
    7. Nilai *heat rate* dapat diketahui dengan persamaan (2.19), yang memerlukan nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ) pada persamaan (2.16), pada persamaan (2.15) untuk mendapatkan nilai kerja kompresor ( $\dot{W}_c$ ), dan nilai kalor masuk ( $Q_{in}$ ) pada persamaan (2.17).

8. Agar mendapatkan nilai *specific fuel consumption* (SFC) menggunakan persamaan (2.20), diperlukan nilai laju aliran massa udara ( $\dot{m}_f$ ) pada data operasi, dan nilai kerja bersih sistem turbin ( $\dot{W}_\eta$ ) pada persamaan (2.18).
  9. Efisiensi thermal ( $\eta_{th}$ ) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (2.21), setelah diperolehnya nilai kalor masuk ( $Q_{in}$ ) pada persamaan (2.17), dan nilai kerja turbin ( $\dot{W}_t$ ) dipersamaan (2.16).
- E. Analisa grafik dan efisiensi gas turbin
- Metode grafik yang digunakan grafik batang dikarenakan memudahkan untuk mengetahui perubahan performa gas turbin sebelum dan sesudah HGPI. Analisis yang diberikan adalah perbandingan rentang performa gas turbin sebelum dan sesudah HGPI.

### 3.2. Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang akan dianalisis pada saat *ambient temperature* 28°C, 30°C, dan 31°C. Diambil dalam rentan waktu yang sama pada jam 8:00-12:00 dan *ambient temperature* yang berada di atas, setara dan satu derajat di bawah data *commisioning* pada *ambient temperature* 30°C, sebelum HGPI pada 8 november 2021 sampai 22 november 2021 dan sesudah HGPI pada 20 januari 2022 sampai 2 februari 2022.

## BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Pengumpulan Data Operasi Turbin Gas

Dalam membandingkan perbedaan performa turbin gas sebelum dan sesudah pelaksanaan HGPI kita akan menggunakan data GT#1 di PLTGU Tanjung Ugang pada bulan Desember 2021 – Januari 2022, dapat dilihat pada Tabel dibawah :

**Tabel 4.1 Data Monitoring**

	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
T1 (°K)	303.15	302.15	301.15	303.15	303.15	302.15	303.15
T2 (°K)	733.15	688.15	686.15	693.15	729.15	730.15	732.15
P2 (Bar)	18.9	14	14	14	18.9	18.9	18.9
T4 (°K)	833.15	873.15	873.15	873.15	831.15	832.15	833.15
P1 (Bar)	1	1.04	1.04	1.04	1	1.02	1.02
mf (Kg/s)	2.4	2.41	2.42	2.4	2.41	2.4	2.44
LHV (Kj/Kg)	50005.79	50005.79	50005.79	50005.79	50005.79	50005.79	50005.79

### 4.2. Hasil Pengolahan Data

Setelah melakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan-persamaan yang disajikan sehingga dapat diperoleh hasil dari entalpi, temperatur, air fuel rasio, kalor masuk, laju aliran massa udara, efisiensi kompresor, kerja kompresor, kerja turbin, kerja netto heat rate, specific fuel consumption, dan efisiensi thermal, yang disajikan pada tabel 4.2 tabel hasil pengolahan data

**Tabel 4.2 Hasil pengolahan data**

Data Entalpi							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
$h_1$	303.359	303.359	301.347	302.353	303.359	302.353	303.359
$h_2$	749.02	705.906	698.401	700.754	747.946	745.782	744.702
$h_3$	1894.213	1832.271	1832.271	1832.271	1884.848	1882.749	1889.931
$h_4$	858.51	902.93	902.93	902.93	858.51	857.41	856.30
$h_{2s}$	701.695	639.864	636.027	637.661	696.818	695.46	701.695
$h_{4s}$	755.40	804.10	804.10	804.10	756.36	755.558	753.774
Data Temperatur							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C

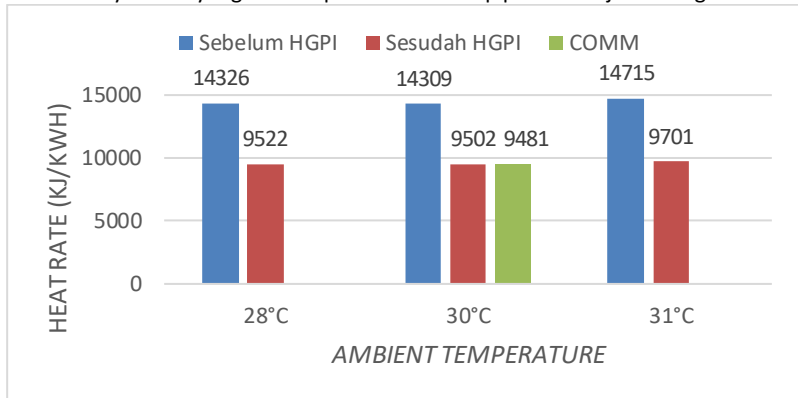
$T_1$	303.15	303.15	301.15	302.15	303.15	302.15	303.15
$T_2$	733.15	693.15	686.15	688.15	732.15	730.15	729.15
$T_3$	1711.474	1661.07	1661.07	1661.07	1703.86	1702.153	1707.993
$T_4$	833.15	873.15	873.15	873.15	833.15	832.15	831.15
$T_{25}$	702.038	642.522	638.283	640.402	698.077	695.774	702.038
$T_{45}$	739.039	783.713	783.713	783.713	739.926	739.185	737.536
<b>Air Fuel Rasio, Kalor Masuk, dan Laju Aliran Massa Udara</b>							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
AFR	30.43	21.46	21.89	21.91	30.13	30.80	30.17
$\dot{m}_a$	73.02	51.50	52.97	52.80	73.53	73.91	72.72
$Q_{in}$	120013.9	12013.9	12101.4	12051.4	12201.4	12001.3	12051.4
<b>Efisiensi Kompresor</b>							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
$\eta_{kom}$	89.38	83.59	84.29	84.21	88.50	88.65	90.26
<b>Data Kerja Kompresor, Kerja Turbin, dan Kerja Netto</b>							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
$\dot{W}_k$	32543.91	20732.11	21032.91	21023.45	32689.22	32774.68	32094.57
$\dot{W}_t$	786.35	50093.81	51478.70	51307.14	77967.85	78245.80	77656.80
$\dot{W}_n$	45572.44	29361.70	30445.80	30283.69	45278.62	45471.13	45562.30
<b>Heat Rate, Spesific Fuel Consumption, dan Efisiensi thermal</b>							
	COMM	Sebelum HGPI			Sesudah HGPI		
TEMP	30°C	28°C	30°C	31°C	28°C	30°C	31°C
Heat Rate	9481	14715	14309	14326	9701	9502	9522
SFC	0.18	0.28	0.28	0.29	0.19	0.19	0.19
$\eta_{Ther}$	37.97	24.47	25.16	25.13	37.11	37.89	37.81

### 4.3. Hasil dan Pembahasan

#### 1. Analisis *ambient temperature* terhadap *Heat Rate*

Nilai *Heat rate* diperoleh menggunakan persamaan (2.10). Gambar (4.1) menunjukkan grafik perbandingan nilai *heat rate* dikondisi saat *commisioning*, sebelum HGPI dan sesudah HGPI. Dapat diketahui *ambient temperature* dapat berpengaruh terhadap nilai *heat rate* dimana kenaikan *ambient temperature* akan mengakibatkan kenaikan pada nilai *heat rate*. Besarnya nilai *heat rate* saat *commisioning* ditemperatur 30°C diperoleh 9481 kJ/kWh, jika dibandingkan dengan temperatur 30°C pada kondisi sebelum HGPI meningkat tinggi sebesar 14326 kJ/kWh. ketika dilakukanya HGPI nilai yang diperoleh dengan temperatur 30°C mengalami penurunan hampir setara pada nilai *commisioning* dengan sebesar 5922 kJ/kWh.

Jika dilihat nilai pada temperature 28°C dan 31°C saat sebelum dan sesudah HGPI terlihat jelas bahwa nilai *heat rate* mengalami penurunan karena dilakukanya HGPI yang berdampak baik terhadap pada kinerja turbin gas.

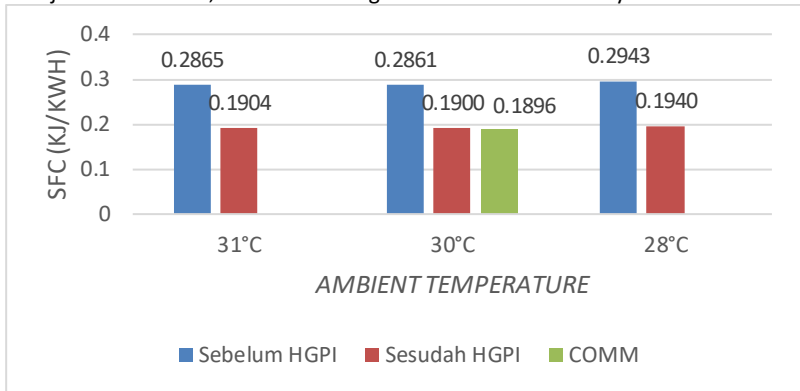


Gambar 4. 1 Grafik Perbandingan *Heat Rate*

#### 2. Analisis *ambient temperature* terhadap *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Gambar (4.2) menunjukkan grafik perbandingan *specific fuel consumption* dimana nilai perbandingan tersebut diperoleh pada persamaan (2.9). kenaikan *ambient temperature* berbanding lurus dengan SFC dengan kata lain kenaikan temperatur berpengaruh pada SFC, grafik menampilkan kondisi disaat *commisioning*, sebelum HGPI dan sesudah HGPI, pada *ambient temperature* 30°C disaat *commisioning* diperoleh 0.18 kJ/kWh seiring berjalanya waktu sebelum dilaksanakanya HGPI nilai SFC mengalami peningkatan sebesar 0.28 k/kWh, setelah dilaksanakanya HGPI nilai SFC mengalami penurunan pada 0.19 kJ/kWh sehingga setelah dilaksanakanya HGPI nilai SFC menjadi lebih efisiensinya.

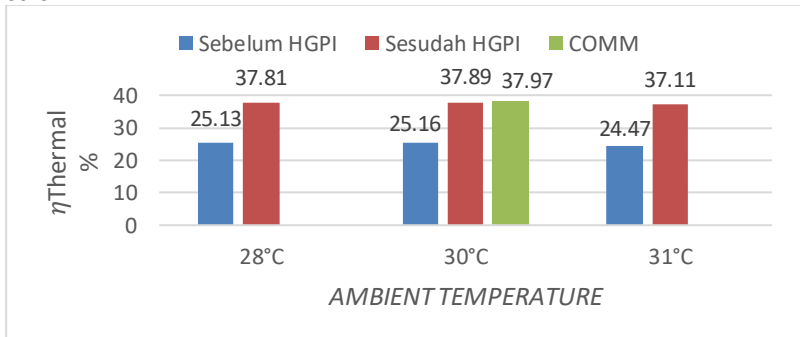
Dan ditemperatur 28°C dan 31°C diketahui nilai SFC menurun setelah HGPI menjadi lebih efisien, ketika dibandingkan sebelum dilakukannya HGPI



Gambar 4. 2 Grafik Perbandingan *Specific Fuel Consumption*

### 3. Analisis *ambient temperatur* terhadap efisiensi Termal

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan yang disajikan dipersamaan (2.10) didapatkan hasil efisiensi termal gambar 4.3 grafik perbandingan efisiensi termal, jika mengacu pada data *commisioning ambient temperatur* 30°C dimana nilai efisiensi nya sebesar 37.97% ditemperatur yang sama efisiensi termal 25.16% sebelum dilakukannya HGPI sedangkan saat setelah dilakukannya HGPI nilainya mengalami peningkatan diperoleh nilai 37.89% dengan peningkatan tersebut diperoleh bahwa peningkatan efisiensi termal terjadi setelah dilaksanakannya HGPI. Dimana peningkatan efisiensi termal juga berlaku pada temperatur 28°C dan 30°C.



Gambar 4. 3 Grafik Perbandingan Efisiensi Termal

#### **4. Analisis perbandingan nilai (T2), (P2), (T4) saat commissioning dengan sebelum dilaksanakan HGPI**

Dengan hasil analisis penurunan *heat rate* gambar 4.1, *specific fuel consumption* setelah HGPI gambar 4.2, dan peningkatan *efisiensi thermal* setelah HGPI gambar 4. Sehingga pada) tabel 4.1 data monitoring, temperatur udara keluar kompresor (T2), tekanan udara keluar kompresor (P2), dan temperatur keluar turbin (T4) dapat dijadikan sebagai parameter pelaksanaan HGPI , dimana jika (T2) mengalami penurunan 6,50%, (P2) mengalami penurunan tekanan 26% dan, (T4) mengalami penurunan 5%.

## Bab 5. Kesimpulan dan Saran

### 5.1. Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan dan pembahasan dari analisis pengaruh ambient temperatur terhadap *performa gas turbine* unit 1 sebelum dan sesudah HGPI di PLTGU Tanjung ungang, maka disimpulkan sebagai berikut.

1. Jika nilai *heat rate* meningkat 50.95% dari nilai *commisioning* 9481 kJ/kWh peningkatan tersebut dapat menjadi parameter untuk melaksanakan HGPI, dan setelah dilaksanakannya HGPI nilai *heat rate* menurun 50.59% hasil tersebut hampir sama dengan data pada saat *commisioning* penurunan jauh lebih efisien.
2. Sama dengan *heat rate*, dimana sebelum HGPI nilai SFC mengalami peningkatan 55.56% dari hasil *commisioning* 0.18 KJ/kWh yang seharusnya dilaksanakan HGPI dan ketika sudah dilaksanakannya HGPI nilainya mengalami penurunan 47.37%, sehingga dapat disimpulkan dimana kenaikan ambient temperature berbanding lurus dengan *heat rate* dan SFC.
3. Efisiensi termal sebelum dilaksanakannya HGPI mengalami penurunan 25.16%, ketika dibandingkan setelah dilaksanakannya HGPI efisiensi termal meningkat 37.89%.
4. Ketika temperatur udara keluar kompresor (T2) menurun 6,50%, dari *commisioning* 733.15°K, tekanan udara keluar kompresor (P2) mengalami penurunan tekanan sebesar 26% dari *commisioning* 18.9 Bar, dan temperatur keluar turbin (T4) mengalami penurunan 5% dari data *commisioning* 833.15°K maka harus segera dilaksanakan HGPI.

### 5.2. Saran

Penelitian ini dapat dikembangkan dengan mencari nilai efisiensi kompresor, efisiensi turbin, efisiensi termal serta nilai *heat rate* menggunakan analisa termodinamika dan penerapan siklus *brayton* sehingga dapat lebih kompleks dalam melakukan penelitian *performa gas turbine*. Dan pengumpulan data dengan parameter yang lebih banyak agar hasil yang diperoleh dapat dibandingkan dan dianalisis keterkaitannya.

## Daftar Pustaka

- [1] H. Kusnandar, "Pengaruh Kondisi Lingkungan Terhadap Kinerja Turbin Gas Centaur T-4702 Pada Platform Off-Shore North West Java," 2010.
- [2] B. Burhanuddin, M. Haddin, and A. A. Nugroho, "Pengaruh Perubahan Temperatur Terhadap Daya Output Generator PLTG 1.1 Blok I Tambak Lorok Semarang," *Cyclotron*, vol. 5, no. 01, pp. 29–34, 2022.
- [3] A. Naufal, B. Belyamin, and J. Jusafwar, "Analisis Termodinamika Performa Turbin Gas Sebelum Dan Sesudah Major Inspection Overhaul Di Pltgu Unit Gt 1.2 Omu Ip Cilegon," *Pros. Semin. Nas. Sains dan Teknol. Terap.*, vol. 9, no. 1, pp. 376–384, 2021.
- [4] H. Yogaswara, Indra Supari, "Analisis efisiensi operasional sistem PLTGU unit GTG 2.3 di PT Indonesia Power semarang power generation unit," pp. 17–29, 2020, [Online]. Available: <https://repository.usm.ac.id/files/skripsi/C41A/2018/C.441.18.0032/C.441.18.0032-15-File-Komplit-20200811024911.pdf>
- [5] M. J. Moran and H. N. Shapiro, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Second Edition," *Eur. J. Eng. Educ.*, vol. 18, no. 2, p. 215, 1993, doi: 10.1080/03043799308928176.
- [6] A. R. Wijaya, "Comparison Analysis of Gas Turbine Performance Before and After Turbine Inspection With Variably Load in Pltgu Block Gt 3.2 and Gt 3.3 Pt. Pjb Up Gresik," 2015.
- [7] F. L. Firmansyah, "Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas PLTGU Unit 1.2 dan 1.3 pada Beban 50 MW Dan 100 MW," *Tugas Akhir*, pp. 1–86, 2017.

## Biodata



Nama : Otomosi Kurniawan Waruwu  
TTL : Sihene'asi, 24 Februari, 2003  
Agama : Kristen Protestan  
Alamat :  
  
Email : otomosiwaruwu73@gmail.com  
Riwayat Pendidikan SMA/SMK : SMA Negeri 1 Afulu  
SMP : SMP Negeri 1 Afulu