

# Analisis kinerja turbin gas (GT 3.1) PLTGU Muarakarang setelah masa konstruksi sesuai ISO 2314:2009

Budi Ari Wibowo

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana, Indonesia

## Article Info

### Article history

Received February 12, 2021

Revised June 20, 2021

Accepted 15 October, 2021

### Keywords

Gas turbine;  
Performance test;  
Performance guarantee;  
Gas turbine acceptance test;  
net gt output;  
NPHR

## ABSTRACT

PLN has determined the construction of the Muarakarang CCPP to balance the growth demand for electricity, which began in 2017 and has entered the testing phase in early 2020. Muarakarang CCPP uses gas turbines M701F5 manufactured by Mitsubishi Hitachi Power System with a net GT output of 341.300 kW, efficiency of 41.9% and a Net Plant Heat Rate of 2129 kCal/kWh. The problem is that due to differences in environmental conditions between the manufacturer and the project site, the delivery and transportation process as well as the assembly at the project site, there will be a deviation in the conditions of the operating parameters that cause changes in the performance of the gas turbine. So it is necessary to test the performance of the gas turbine after it is installed with quantitative and comparative research methods referring to the ISO standard: 2314 Gas Turbine Acceptance Test, which is to take the operating data directly at the same time and perform calculations with the input and output methods. The test results and calculations show that the net gt output is 345,721 kW, which is 4,421 kW higher than the manufacturer's design and performance guarantee, NPHR is obtained at 2,099.7 kcal/kWh, which is lower or more efficient by 29.3 kcal/kwh from the manufacturer's design and performance guarantee and the resulting efficiency is 41.9%, 1.6% higher than the manufacturer's design. This means that this gas turbine has met the performance guarantee and there is no damage during the delivery and installation process and the results of this calculation can be used as a reference for the next turbine performance evaluation.

*This is an open access article under the [CC BY-SA 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/) license.*



## Corresponding Author

Budi Ari Wibowo,  
Jurusan Teknik Mesin,  
Fakultas Teknik,  
Universitas Mercu Buana,  
Jl. Meruya Selatan No. 1, Kembangan, Jakarta Barat 11650, Indonesia,  
Email: budiaribowoo@gmail.com

## 1. PENDAHULUAN

Dalam RUPTL 2017 - 2026, pertumbuhan pertumbuhan perekonomian Indonesia selama 10 tahun terakhir yang dinyatakan dalam Produk Domestik Bruto (PDB) dengan harga konstan di tahun 2000 rata-rata sebesar 5,7% per tahun, dan pertumbuhan ekonomi tahun 2016 sebesar 5,02 %. Dengan pertumbuhan perekonomian tersebut serta rasio elektrifikasi 89,5% dengan rata-rata pertumbuhan listrik sebelumnya 8,6 %, maka proyeksi kebutuhan listrik di Indonesia akan tumbuh sebesar 8,3 % dalam 10 tahun ke depan.

Dalam mengantisipasi pertumbuhan kelistrikan sampai dengan tahun 2020 yang cukup tinggi khususnya untuk Sistem Jawa Bali. PLN telah melakukan rencana penanggulangan jangka menengah dalam penyediaan tenaga listrik dengan melakukan percepatan pembangunan pembangkit [1,5].

Salah satu percepatan pembangunan pembangkit adalah pembangunan PLTGU Muarakarang (400 – 500 MW) yang ditargetkan untuk dapat masuk Sistem Jawa Bali pada tahun 2018. Pembangunan PLTGU Muarakarang dimulai sejak tahun 2017 dan masuk fase pengujian / *Commisioning* di awal tahun 2020 untuk

turbine gas (GT#3.1) dan diharapkan dapat beroperasi secara komersial di akhir tahun 2020. Turbin gas yang digunakan untuk PLTGU Muarakarang adalah M701F5 dengan pabrikan dari Mitsubishi Hitachi Power System di Yokohama Jepang [13-19].

Spesifikasi dari turbin gas M701F5 adalah sebagai berikut:

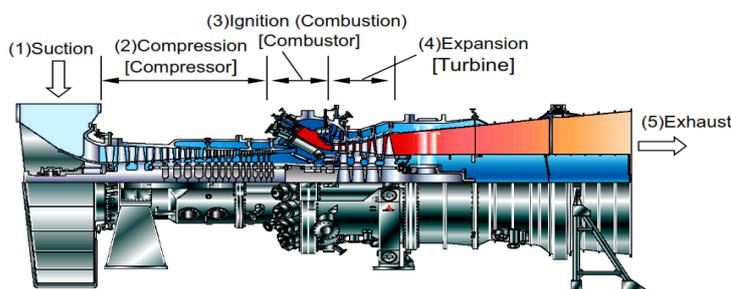
Manufaktur	: MHPS (Mitsubishi Hitachi Power System)
Tipe	: M701F5
Jumlah Unit	: 1 unit
Power output	: 341.300 kW
Kecepatan	: 3000 rpm
Arah putar	: Clockwise viewed from compressor end
Heat rate net	: 2.129 kCal/kWh (SC) 1.425,9 kCal/kWh (CC)
Aux power demand	: 3.800 kW (SC) 12.700 kW (CC)

Kemampuan dari turbin gas ini telah dihitung oleh pabrikan dengan kondisi lingkungan di lokasi pembuatan yang berbeda dengan kondisi lingkungan tempat gas turbin akan dipasang. Perbedaan ini akan menyebabkan terjadinya perubahan kinerja dari turbin gas tersebut. Selain itu, dalam proses pengiriman dan transportasi serta proses perakitan ulang di *site project*, bisa menyebabkan terjadinya perubahan dari kinerja turbin gas. Oleh karena itu diperlukan analisis kinerja turbin gas sesuai ISO 2314:2009 (*Gas Turbine – Acceptance Test*) untuk mengetahui apakah kinerja turbin gas (GT#3.1) PLTGU Muarakarang sesuai dengan spesifikasi dari pabrikan dan memenuhi *performance guarantee* yang ditetapkan dalam kontrak.

Dalam penelitian penelitian yang dilakukan oleh Faizal, Prasetyo dan Effendy [2,3] tentang *performance TM2500 gas turbine generator package* pada *factory test* dan *site test*. Dari penelitian tersebut diperoleh hasil tes kinerja terjadi penurunan dari 9389,54 BTU/kWh dan 9409,83 BTU/kWh saat *factory test* menjadi 9944,58 BTU/kWh dan 9919 BTU/kWh saat *site test*. Penurunan ini masih dalam batas toleransi, tetapi memberi dampak dalam pemakaian bahan bakar yang cukup besar. Penurunan performa tersebut dipengaruhi oleh kondisi lingkungan seperti temperatur lingkungan, tekanan udara, kelembaban dan karakteristik bahan bakar sangat berpengaruh terhadap hasil penelitian.

Pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) merupakan sebuah pembangkit energi listrik yang digerakan oleh turbin gas. PLTG mempunyai kelebihan area mesin yang tidak terlalu luas, dapat dipasang di pusat beban, bahan bakar berfariasi gas, minyak dan gas minyak (dual Fuel) dan dari sisi operasi ialah waktu start yang relative pendek 5-10 menit sampai sinkron. Dengan tingkat efisiensi yang rendah hal ini merupakan salah satu dari kekurangan sebuah turbin gas juga dan pada perkembangannya untuk menaikkan efisiensi dapat diatur/diperbaiki temperature kerja siklus dengan menggunakan material turbin yang mampu bekerja pada temperature tinggi dan dapat juga untuk menaikkan efisiensinya dengan menggabungkan antara pembangkit turbin gas dengan pembangkit turbin uap dan hal ini biasa disebut dengan *combined cycle*.

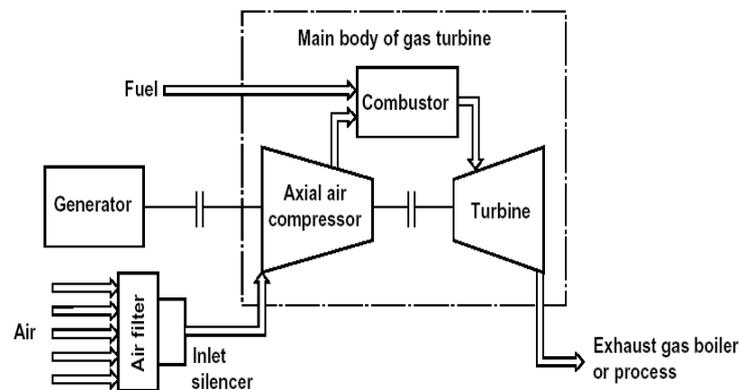
Turbin gas adalah salah satu jenis motor bakar dimana energi dari arus pembakaran dikonversikan menjadi energi mekanik melalui udara bertekanan yang memutar roda turbin sehingga menghasilkan tenaga putar. Turbin gas merupakan salah satu mesin yang banyak dipergunakan pada dunia industri seperti pembangkit listrik, minyak dan gas dan industri-industri kecil lainnya. Turbin gas pada dasarnya menyatukan udara yang dikompresnya dalam kompresor dan bahan bakar yang kemudian dinyalakan dalam ruang bakar, gas panas yang dihasilkan akan diekspansi melalui turbin yang seporos dengan kompresor sehingga kompresor dan turbin akan berputar secara terus menerus.



Gambar 1: Turbin Gas M701F5 MHPS

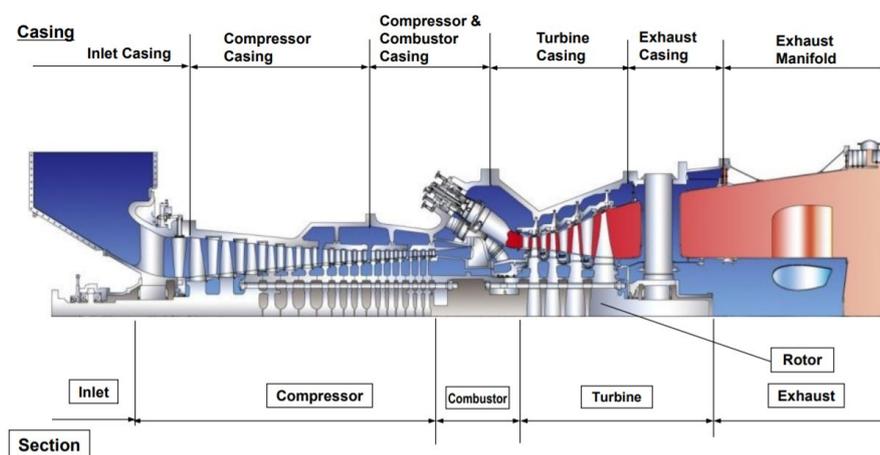
Siklus turbin gas PLTGU Muarakarang yaitu udara yang masuk kedalam kompresor terlebih dahulu melewati saringan udara atau *air inlet filter* dan selanjutnya melalui saluran masuk atau *inlet duct*. Kompresor akan menghisap dan menaikkan tekanan dari udara tersebut. Kemudian udara yang telah dikompresi ini akan masuk ke dalam ruang baka atau *combustor*. Didalam ruang bakar udara yang telah dikompresi akan bercampur dengan bahan bakar yang telah dikabutkan oleh *fuel nozzle* dan *ignitors* akan bekerja untuk memberika nyala api awal agar terjadi pembakaran di dalam ruang bakar. Proses pembakaran yang terjadi dalam keadaan tekanan konstan dan hanya untuk menaikkan temperatur. Gas panas yang

bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi akan diarahkan ke sudu-sudu turbin melalui *transition piece* yang berbentuk seperti *nozzle* sehingga energi kinetik yang dihasilkan dari pembakaran akan memutar turbin dan kompresor yang seporos dan beban-beban lainnya seperti generator listrik, dll. Selanjutnya gas panas tersebut akan dibuang keluar melalui cerobong atau *stack* dengan melewati saluran buang atau *exhaust duct*.



**Gambar 2:** Siklus Turbin Gas PLTGU Muarakarang

Struktur turbin gas PLTGU Muarakarang terbagi atas 5 seksi dan 6 *casing* seperti terlihat pada gambar berikut.



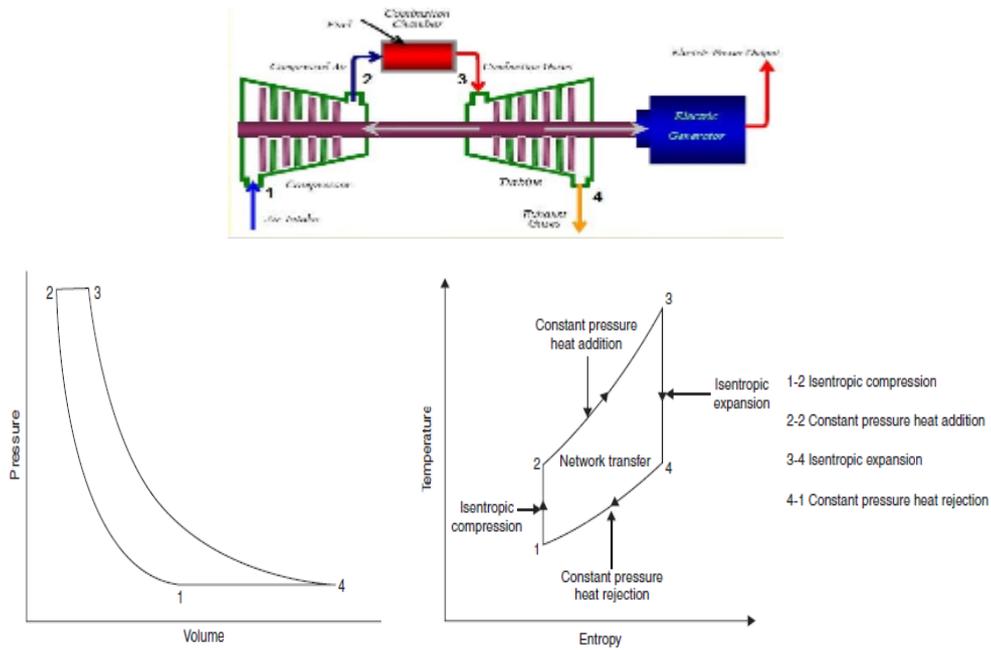
**Gambar 3:** *Casing* dan 5 *Section* Turbin Gas M701F5

### Siklus Brayton

Siklus Brayton merupakan siklus daya gas yang ditemukan oleh Goerge Brayton pada tahun 1870 untuk mesin pembakaran minyak bolak balik. Pada saat ini banyak digunakan pada mesin turbin gas dimana proses kompresi dan ekspansi berlangsung dengan putaran mesin. Udara lingkungan dihisap oleh kompresor, kemudian suhu dan tekanannya dinaikkan. Udara bertekanan tinggi hasil kompresi dimasukkan ke dalam ruang pembakaran sebagai campuran bahan bakar, dimana bahan bakar dibakar pada tekanan konstan. Gas hasil pembakaran dengan suhu tinggi kemudian dimasukkan ke turbin gas untuk menghasilkan putaran [4,6].

Siklus Bryton dalam bentuk ideal terdiri dari 2 (dua) proses isobarik dan 2 (dua) proses isentropik. 2 (dua) proses isobarik terjadi pada ruang bakar pada system pembakaran dan pada gas buang dari turbin gas. Sedangkan 2 (dua) proses isentropik terjadi pada proses kompresi udara pada kompresor dan proses ekspansi pada turbin gas [7-9].

Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dan grafik berikut ini.



Gambar 4: Siklus Brayton dan diagram P-V dan T-S

Keterangan:

- 1 - 2' - 3 - 4' = Proses turbin gas ideal
- 1 - 2 - 3 - 4 = Proses turbin gas aktual

Penjelasan siklus Brayton:

**Proses 1 → 2, kompresi isentropik.**

Udara atmosfer masuk ke dalam kompresor, oleh kompresor udara tersebut dikompresi sampai tekanan tertentu dengan volume yang menyempit. Proses disini tidak diikuti dengan perubahan entropi sehingga disebut proses isentropik [10,11].

Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor adalah sebagai berikut:

$$W_k = m_{udara} \cdot (h_2 - h_1) = C_p(T_2 - T_1) \tag{1}$$

Dimana:

- $W_k$  = Kerja kompresor (kJ/s)
- $m_{udara}$  = Laju aliran massa udara (kg/s)
- $h_1$  = Entalpi pada udara lingkungan (kJ/kg)
- $h_2$  = Entalpi pada udara tekan kompresor (kJ/kg)
- $T_1$  = Temperatur udara lingkungan (K)
- $T_2$  = Temperatur udara tekan kompresor (K)

Efisiensi kompresor dapat dihitung dengan persamaan:

$$\eta_k = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \times 100 \% \tag{2}$$

Dimana:

- $\eta_k$  = Kerja kompresor (kJ/s)
- $T_{2s}$  = Temperatur udara tekan kompresor ideal (K)
- $T_1$  = Temperatur udara lingkungan (K)
- $T_2$  = Temperatur udara tekan kompresor (K)

**Proses 2 → 3, pembakaran isobarik.**

Pada tahap ini, udara yang terkompresi masuk ke ruang bakar. Bersamaan dengan masuknya bahan bakar dan bekerja *igniter* maka proses pembakaran akan terjadi di ruang bakar. Pada proses ini temperatur udara akan meningkat dan volume udara akan bertambah sedangkan tekanan akan tetap karena hasil pembakaran akan berekspansi ke turbin [10,11]. Tekanan konstan inilah disebut proses isobarik. Persamaan yang berlaku dari proses 2 ke 3 adalah sebagai berikut:

$$q_{in} = q_{2-3} = m_{bb} \cdot LHV_f = (m_u + m_{bb})(h_3) - m_u \cdot h_2 \tag{3}$$

Dimana:

- $q_{in}$  = Panas masuk sistem (kJ/kg)
- $m_{bb}$  = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

$LHV_{bb}$	= Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)
$m_{udara}$	= Laju aliran massa udara (kg/s)
$h_3$	= Entalpi pada ruang bakar (kJ/kg)
$h_2$	= Entalpi pada udara tekan kompresor (kJ/kg)

### Proses 3 → 4, ekspansi isentropik

Udara yang telah bertekanan tinggi yang dihasilkan oleh kompresor dan selanjutnya menyerap panas hasil pembakaran pada ruang bakar akan berekspansi melewati turbin. Pada sudu-sudu turbin akan terjadi konversi dari energi panas yang bertekanan menjadi energi kinetik. Pada PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas), energi kinetik yang dihasilkan oleh turbin akan dikonversikan untuk memutar kompresor kembali dan sebagian lainnya untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas. Persamaan untuk menghitung kerja turbin ( $W_t$ ) adalah sebagai berikut:

$$W_t = (m_u + m_{bb})(h_3 - h_4) \quad (4)$$

Dimana:

$W_t$	= Kerja turbin (kJ/s)
$m_u$	= Laju aliran massa udara (kg/s)
$m_{bb}$	= Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
$h_3$	= Entalpi pada ruang bakar (kJ/kg)
$h_4$	= Entalpi pada keluar turbin (kJ/kg)

### Proses 4 → 1, pembuangan panas.

Pada tahap ini, udara panas yang telah terekspansi di turbin akan dibuang baik langsung ke *bypass stack* atau dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air di HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) untuk siklus PLTGU. Pada siklus brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Pembuangan kalor pada proses 4 ke 1 pada tekanan konstan ( $P = c$ ). Kalor yang dilepas dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{out} = (m_u + m_{bb})(h_4 - h_1) \quad (5)$$

Dimana:

$q_{out}$	= Panas keluar sistem (kJ/kg)
$m_{bb}$	= Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
$m_{udara}$	= Laju aliran massa udara (kg/s)
$h_4$	= Entalpi keluar turbin (kJ/kg)
$h_2$	= Entalpi udara lingkungan (kJ/kg)

### Kerja bersih sistem.

Untuk menghitung kerja bersih ( $W_n$ ) sistem secara keseluruhan merupakan pengurangan dari kerja turbin ( $W_t$ ) terhadap kerja kompresor ( $W_k$ ). Dengan persamaan:

$$W_n = W_t - W_k \quad (6)$$

### Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus merupakan perbandingan dari kerja bersih turbin dibanding dengan energi dari bahan bakar yang dikonsumsi oleh turbin gas. Persamaan yang digunakan.

$$\eta_{siklus} = \frac{W_n}{Q_{in}} \times 100 \% \quad (7)$$

### ISO 2314: Gas Turbine Acceptance Test

ISO 2314: *Gas Turbine Acceptance Test* adalah standarisasi yang berisikan pedoman dan prosedur dalam hal persiapan, pelaksanaan dan pelaporan pengujian gas turbine dalam hasil uji berupa keluaran daya yang dihasilkan, efisiensi thermal dalam bentuk *heat rate*, energi dari gas buang dan karakteristik kinerja dari turbin gas lainnya. Akan tetapi pedoman dan prosedur ini tetap akan disesuaikan dengan kontrak perjanjian antara pemberi pekerjaan dan pelaksana pekerjaan dalam hal ini kontraktor.

Kriteria desain yang telah disepakati dalam kontrak pembangunan PLTGU Muarakarang dapat dilihat pada tabel berikut ini.

**Tabel 1:** Plant Performance Guarantee

Performance Guarantee Parameters	Natural gas firing	Simple Cycle	
Net power output on simple cycle	100% Load	341,300 kW	Guarantee
Net plant heat rate on simple cycle	100% Load	2,129 kcal/kWh(LHV)	Guarantee
Auxiliary power Consumption on simple cycle	100% Load	3,800 kW	Guarantee

**Net power output**

*Net power output* dihitung dalam kondisi sesuai kriteria kontrak, dengan persamaan sabagai berikut:

$$KW_{GTNM} = (KW_{GTGM} - AP_{GT} - LM_{GT} - LA_{GT}) \quad (8)$$

(MHPS, 2019)

Dimana:

- $KW_{GTNM}$  : Gas Turbine Net Power Output Calculated (kW)  
 $KW_{GTGM}$  : Gas Turbine Gross Power Output Measured (kW)  
 $AP_{GT}$  : auxiliary power consumption Measured (kW)  
 $LM_{GT}$  : Loss of Transformer Calculated (kW)  
 $LA_{GT}$  : Loss of Aux. Transformer Calculated (kW)

Selanjutnya nilai bersih dari hasil perhitungan diatas di koreksi berdasarkan kondisi kriteria desain.

Dengan persamaan sebagai berikut:

$$KW_{GT} = \frac{KW_{GTNM}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot F_d} \quad (9)$$

(MHPS, 2019)

Dimana:

- $KW_{GT}$  : Gas Turbine Net Power Output Corrected (kW)  
 $K_1$  : faktor koreksi untuk temperatur udara masuk.  
 $K_2$  : faktor koreksi tekanan udara luar  
 $K_3$  : faktor koreksi untuk kelembaban udara  
 $K_4$  : faktor koreksi untuk karakteristik bahan bakar  
 $K_5$  : faktor koreksi frekwensi  
 $K_6$  : faktor koreksi untuk *power factor*  
 $F_d$  : faktor koreksi degradasi mesin

**Heat Rate**

*Heat rate* adalah ukuran efesiensi dari suatu pembangkit. *Heat rate* dapat diartikan sebagai jumlah energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan energi listrik 1 kWh. Sedangkan *nett plant heat rate* (NPHR) adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk mengahasilkan energi listrik 1 kWh bersih setelah dikurangi *losses* yang terjadi dalam pengoperasian pembangkit [12,13]. Persamaan yang digunakan untuk menghitung adalah sebagai berikut:

$$HR_{GTNM} = \frac{FC_{GT} \cdot LHV}{KW_{GTNM}} \quad (10)$$

Dimana:

- $HR_{GTNM}$  : Net Plant Heat Rate (kcal/kWh)  
 $FC_{GT}$  : Fuel flow rate (kg/h)  
 $LHV$  : Lower Heating Value (kcal/kg)  
 $KW_{GTNM}$  : Gas Turbine Net Power Output Calculated

Selanjutnya NPHR dari hasil perhitungan diatas di koreksi berdasarkan kondisi kriteria desain. Dengan persamaan sebagai berikut:

$$HR_{GTN} = \frac{HR_{GTNM}}{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3} \quad (11)$$

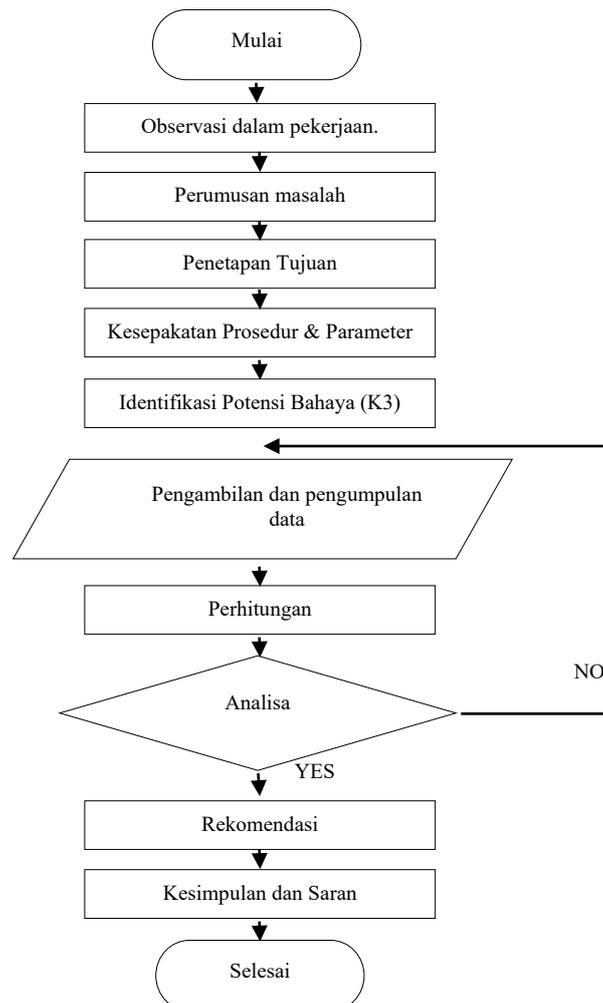
Dimana:

- $HR_{GTN}$  : Heat Rate Koreksi (kcal/kWh)  
 $C_1$  : faktor koreksi untuk temperatur udara masuk.  
 $C_2$  : faktor koreksi tekanan udara luar  
 $C_3$  : faktor koreksi untuk kelembaban udara

- $C_4$  : faktor koreksi untuk karakteristik bahan bakar  
 $C_5$  : faktor koreksi frekwensi  
 $C_6$  : faktor koreksi untuk *power factor*  
 $G_d$  : faktor koreksi degradasi mesin

## 2. METODE DAN BAHAN

Penelitian kuantitatif komparatif digunakan sebagai metodologi penelitian dengan merujuk pada standard ISO 2314: *Gas Turbine Acceptance Test*. Secara ilmiah dan sistematis terhadap fenomena yang terjadi pada turbin gas setelah instalasi dengan menggunakan model-model matematis dan teori-teori yang berkaitan serta membandingkannya dengan standard yang diinginkan atau dipersyaratkan. Metode pendekatan langsung dilakukan terhadap objek yaitu turbin gas untuk mengetahui keadaan sebenarnya secara *real time*. Tujuan pendekatan langsung ini akan mencerminkan hasil yang sebenarnya terhadap turbin gas yang akan beroperasi secara *real time* untuk menghasilkan energi listrik yang juga secara *real time* digunakan oleh konsumen.



**Gambar 5:** Diagram Alur Penelitian

Data yang diambil selanjutnya akan dilakukan perhitungan pada masing-masing parameter untuk dapat menghasilkan nilai *net gt output* dan *net plant heat rate*. Dimana perhitungan ini berdasarkan ISO 2314: *Gas Turbine Acceptance Test* dan *Performance Test Procedure for GT (Simple Cycle) MHPs*. Setelah didapat perhitungan untuk masing-masing parameter maka dapat dimulai untuk menganalisa hasil perhitungan parameter turbin gas. Prosedur penelitian dapat dilihat dari diagram berikut.

### 3. HASIL DAN DISKUSI

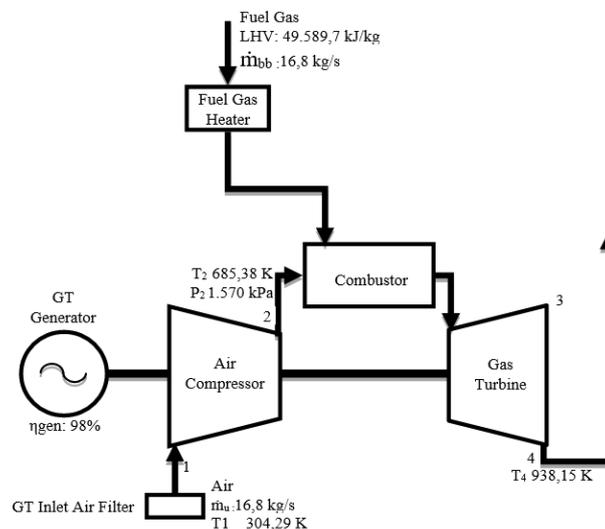
Peneliti menggunakan data operasi turbin gas 3.1 PLTGU Muarakarang yang diambil bersamaan dengan tes kinerja pada tanggal 29 November 2020. Data yang digunakan adalah data pada beban 100 % maksimum.



Gambar 6: Pengambilan Data.

Tabel 2: Data dan Parameter Hasil Pengukuran

No.	Parameter	Simbol	Pengukuran		Konversi	
			Nilai	Satuan	Nilai	Satuan
1	Beban 100%	P	345.863,21	kW	345.863,21	kW
2	Temperatur Udara Lingkungan	T <sub>1</sub>	31,1371	Deg. C	304,29	K
3	Temperatur Udara Tekan	T <sub>2</sub>	412,23	Deg. C	685,38	K
4	Temperatur Gas Buang	T <sub>4</sub>	665	Deg. C	938,15	K
5	Tekanan Udara Lingkungan	P <sub>1</sub>	101,33	kPa	101,33	kPa
6	Tekanan Udara Tekan (gage)	P <sub>2.gage</sub> + 1 atm	1.570	kPa	1.570	kPa
7	Berat Jenis Bahan Bakar	$\rho_{bb}$	0,744	kg/m <sup>3</sup>	0,744	kg/m <sup>3</sup>
8	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	$\dot{m}_{bb}$	60813,7	kg/s	16,8927	kg/s
9	Nilai Kalor Bahan Bakar	LHV	11.844,9	kcal/kg	49.589,7	kJ/kg
10	Laju Aliran Massa Udara	$\dot{m}_{udara}$	813.600	kg/jam	226	kg/s
11	Specific Heat Combustion Product	C <sub>p</sub>	2,17965	kJ/kg.K	2,17965	kJ/kg.K
12	Rasio Spesifik		1,299		1,299	
14	Berat jenis udara	P <sub>udara</sub>	1,2	kg/m <sup>3</sup>	1,2	kg/m <sup>3</sup>
15	Efisiensi Generator	H <sub>gen</sub>	98,96	%	98,96	%
16	Mekanikal Losses		3.805	kW	3.805	kW
17	Pressure drop combustor				3,75	%



Gambar 7: Heat Balance

### 3.1. Kerja Kompresor

Kerja kompresor diperoleh.

$$W_k = m_{udara} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$W_k = 226 \frac{kg}{s} \cdot \left( 697,57 \frac{kJ}{kg} - 304,50 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$W_k = 88.834,68 \frac{kJ}{s}$$

$$W_k = 88.834,68 \text{ kW}$$

Selanjutnya efisiensi kompresor diperoleh.

$$\eta_k = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \times 100 \%$$

$$\eta_k = \frac{(571,79 \text{ K} - 304,29 \text{ K})}{(685,38 \text{ K} - 304,29 \text{ K})} \times 100 \%$$

$$\eta_k = 70,2 \%$$

### 3.2. Kerja Turbin

Kerja turbin diperoleh.

$$W_t = (m_u + m_{bb}) \cdot (h_3 - h_4)$$

$$W_t = \left( 226 \frac{kg}{s} + 16,89 \frac{kg}{s} \right) \times \left( 3912,2 \frac{kJ}{kg} - 2.100,34 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$W_t = 440.088,71 \frac{kJ}{s}$$

$$W_t = 440.088,74 \text{ kW}$$

Selanjutnya efisiensi dari turbin diperoleh.

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_{4s})} \times 100 \%$$

$$\eta_t = \frac{(1.735,9 \text{ K} - 931,95 \text{ K})}{(1.735,9 \text{ K} - 910,58 \text{ K})} \times 100 \%$$

$$\eta_t = 96,65 \%$$

### 3.3. Kerja Bersih Turbin

Kerja bersih turbin diperoleh dari selisih dari kerja turbin dengan kerja dari kompresor.

$$W_n = W_t - W_k$$

$$W_n = 440.088,74 \text{ kW} - 88.834,68 \text{ kW}$$

$$W_n = 351.254,06 \text{ kW}$$

### 3.4. Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus merupakan perbandingan dari kerja bersih turbin dibanding dengan energi dari bahan bakar yang dikonsumsi oleh turbin gas.

$$\eta_{siklus} = \frac{W_n}{Q_{in}} \times 100 \%$$

Panas masuk  $Q_{in}$  diperoleh dari.  $Q_{in} = LHV \times m_{bb}$

$$Q_{in} = 49.589,68 \frac{kJ}{kg} \times 16,89 \frac{kg}{s}$$

$$Q_{in} = 837.702,63 \frac{kJ}{s}$$

$$Q_{in} = 837.702,69 \text{ kW}$$

Maka:

$$\eta_{siklus} = \frac{351.254,06 \text{ kW}}{837.702,69 \text{ kW}} \times 100 \%$$

$$\eta_{siklus} = 41,93 \%$$

### 3.5. Kerja Bersih Turbin Generator

Kerja bersih turbin generator diperoleh dengan mengurangi kerja bersih turbin dengan rugi-rugi generator dan efisiensi generator.

$$W_{tg} = (W_t \cdot \eta_g) - \text{generator los}$$

$$W_{tg} = (351.254,06 \text{ kW} \times 98,96\%) - 3805 \text{ kW}$$

$$W_{tg} = 343.796,02 \text{ kW}$$

### 3.6. Perhitungan Kinerja Berdasarkan ISO 2314:2009 Gas Turbine Accapetance Test

Daya bersih yang dihasilkan dari perhitungan.

$$KW_{GTNM} = (KW_{GTGM} - AP_{GT} - LM_{GT} - LA_{GT})$$

Dengan

$$KW_{GTGM} : 345,144 \text{ kW}$$

$$AP_{GT} : 1190,214471$$

$$LM_{GT} : 798 \text{ kW}$$

$$LA_{GT} : 97 \text{ kW}$$

Maka:

$$KW_{GTNM} = (345.144 - 1.190 - 798 - 97)$$

$$KW_{GTNM} = 343.059 \text{ kW}$$

Selanjutnya untuk membandingkan dengan desain dari pabrikan dan kesepakatan kondisi-kondisi yang tertuang di dalam kontrak pembangunan. Maka daya bersih aktual hasil pengukuran yang telah dikurangi dengan pemakaian sendiri alat bantu dan rugi-rugi yang terjadi akan dikoreksi dengan faktor koreksi yang telah dihitung

$$KW_{GT} = \frac{KW_{GTNM}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_d}$$

$$343.059$$

$$KW_{GT} = \frac{343.059}{(0,993507 \times 0,997259 \times 0,999224 \times 1,000803 \times 1,000651 \times 1,000885 \times 0,999967)}$$

$$KW_{GT} = 345.721 \text{ kW}$$

Tabel 3 merupakan faktor koreksi hasil perhitungan terhadap kondisi desain pabrikan.

**Tabel 3:** Faktor Koreksi

No	Description	Correction For	Symbol	Units	Reference Values	Reference Curve	Range Data	Measured Values	Correction Factor
1	GT Inlet Air Temperature	Gross GT Power Output	K1	deg C	30	IBP-15118-01	23.6 ~ 36	31,13714026	0,993523025
		Net GT Heat Rate	C1	deg C	30	IBP-15118-01	23.6 ~ 36	31,13714026	1,001941084
2	Barometric Pressure	Gross GT Power Output	K2	hPa	1011,3	IBP-15118-02	950 ~ 1030	1008,569836	0,997258156
		Net GT Heat Rate	C2	hPa	1011,3	IBP-15118-02	950 ~ 1030	1008,569836	1,000072372
3	Relative Humidity	Gross GT Power Output	K3	%	76,29	IBP-15118-03	0 ~ 99	68,52622951	0,999223412
		Net GT Heat Rate	C3	%	76,29	IBP-15118-03	0 ~ 99	68,52622951	0,999462237
4	Fuel Characteristic (LHV C/H)	Gross GT Power Output	K4	C/H	if 3.0	IBP-15118-04	46613 ~ 49963	49,589,677805	1,003008296
		Gross GT Power Output	K4	C/H	if 3.1	IBP-15118-04	46490 ~ 49639	49,589,677805	1,001037230
		Gross GT Power Output	K4	C/H	if 3.2	IBP-15118-04	46371 ~ 49330	49,589,677805	0,999104996
		Net GT Heat Rate	C4	C/H	if 3.0	IBP-15118-04	46613 ~ 49963	49,589,677805	0,998914022
		Net GT Heat Rate	C4	C/H	if 3.1	IBP-15118-04	46490 ~ 49639	49,589,677805	0,999636691
		Net GT Heat Rate	C4	C/H	if 3.2	IBP-15118-04	46371 ~ 49330	49,589,677805	1,000336554
5	Frequency	Gross GT Power Output	K5	Hz	50	IBP-15118-05	47.5 ~ 51.5	50,031120	1,000645392
		Net GT Heat Rate	C5	Hz	50	IBP-15118-05	47.5 ~ 51.5	50,031120	0,999907205
6	Power Factor at Gen. Terminal	Gross GT Power Output	K6	-	0.85	IBP-15118-06	0.85 ~ 1	0,985753846	1,000884811
		Net GT Heat Rate	C6	-	0.85	IBP-15118-06	0.85 ~ 1	0,985753846	0,999116228
7	Correction factor due to degradation	Gross GT Power Output	Fd	Hour	-	IBP-15118-06	1	0,21	0,999295262
		Net GT Heat Rate	Gd	Hour	-	IBP-15118-06	1	0,21	1,000437087

Dengan cara yang sama kerja bersih turbin generator  $W_{tg}$  dikoreksi terhadap faktor koreksi yang telah dihitung untuk dapat dibandingkan dengan desain pabrikan.

$$W_{nk} = \frac{W_{tg}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_d}$$

$$W_{nk} = \frac{343.796,02}{(0,993507 \times 0,997259 \times 0,999224 \times 1,000803 \times 1,000651 \times 1,000885 \times 0,999967)}$$

$$W_{nk} = 346.686,30 \text{ kW}$$

Heat rate yang diperoleh dari perhitungan.

$$HR_{GTNM} = \frac{FC_{GT} \cdot LHV}{KW_{GTNM}}$$

Dengan:

$$FC_{GT} : 60.813,65 \text{ kg/h}$$

$$LHV : 11.844,8 \text{ kcal/kg}$$

$$KW_{GTNM} : 343.059 \text{ kW}$$

$$HR_{GTNM} = \frac{60.813,65 \times 11.844,8}{343.059}$$

$$HR_{GTNM} = 2.099,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}$$

Selanjutnya untuk membandingkan dengan desain dari pabrikan dan kesepakatan kondisi-kondisi yang tertuang di dalam kontrak pembangunan. Maka perhitungan diatas di koreksi berdasarkan sesuai faktor koreksi yang dihitung sebelumnya.

$$HR_{GTN} = \frac{HR_{GTNM}}{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot G_d}$$

$$HR_{GT} = \frac{343.059}{(1,001946 \times 1,000072 \times 0,999462 \times 0,999715 \times 0,999904 \times 0,999116 \times 1,000020)}$$

$$HR_{GT} = 2.099,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}$$

### 3.7. Perbandingan Kinerja Turbin Gas

**Tabel 4:** Perbandingan Hasil Pengujian Terhadap Desain Pabrikan dan Ketentuan Kontrak

No	Deskripsi	Satuan	Hasil Pengujian	Desain Pabrikan	Ketentuan Kontrak	Evaluasi
1	Gross GT Output	kW	346.686,30	345.100,00	N/A	BAIK
2	Nett GT Output	kW	345.721,00	341.300,00	341.300,00	BAIK / Memenuhi Kontrak
3	Net Plant Heat Rate (NPHR)	kCal/kWh	2.099,70	2.129,00	2.129,00	BAIK / Memenuhi Kontrak
4	Kerja Kompresor	kW	88.834,70	N/A	N/A	Sebagai referensi
5	Efisiensi Kompresor	%	70,2	N/A	N/A	Sebagai referensi
6	Kerja Turbin	kW	440.088,70	N/A	N/A	Sebagai referensi
7	Efisiensi Turbin	%	96,6	N/A	N/A	Sebagai referensi
8	Efisiensi Siklus	%	41,9	40,4	N/A	BAIK

Dari tabel di atas dapat dijelaskan bahwa *gross gt output* yang dihasilkan dari perhitungan dan analisa dibandingkan dengan desain dari pabrikan diperoleh lebih tinggi sebesar 1.586,3 kW. Begitu juga dengan efisiensi siklus yang diperoleh dari hasil perhitungan dan analisa lebih tinggi sebesar 1,6 %. Sebagai pemenuhan klausul kontrak yang tertuang dalam *performance guarantee*. Hasil perhitungan dan analisa dibandingkan dengan *performance guarantee* diperoleh lebih tinggi untuk *nett gt output* sebesar 4.421 kW dan NPHR yang diperoleh lebih rendah atau lebih efisien sebesar 29,3 kcal/kwh. Sedangkan untuk kerja kompresor, efisiensi kompresor, kerja turbin dan efisiensi turbin dapat dipergunakan sebagai referensi untuk evaluasi kinerja turbin gas selanjutnya. Karena dari hasil perhitungan tersebut telah mencerminkan kondisi aktual turbin gas setelah masa konstruksi atau dalam kondisi baru.

Dari hasil evaluasi perbandingan hasil perhitungan dan analisa terhadap desain pabrikan dan ketentuan kontrak. Penulis merekomendasikan bahwa turbin gas 3.1 PLTGU Muarakarang dapat dilanjutkan

ke tahapan pengujian selanjutnya untuk mendapatkan sertifikat layak operasi (SLO) yaitu pengujian *reliability run* selama 15 hari sesuai ketentuan dari Kementerian ESDM cq. DJK.

Dan hasil perhitungan kinerja turbin gas yang menggunakan faktor koreksi ini dapat dijadikan referensi kepada PT PJB sebagai aset operator PLTGU Muarakarang untuk mengevaluasi kinerja turbin gas dikemudian hari.

#### 4. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan pengujian kinerja diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. *Nett GT Output* yang dihasilkan dari perhitungan sebesar 345.721 kW, lebih tinggi dari *performance guarantee* dengan nilai 341.300 kW sehingga secara kontraktual dapat diterima dengan hasil baik.
2. *Nett Plant Heat Rate* (NPHR) yang dihasilkan dari perhitungan sebesar 2,099,7 kcal/kWh, lebih rendah dari *performance guarantee* dengan nilai 2.129 kcal/kWh sehingga secara kontraktual dapat diterima dengan hasil baik.
3. *Gross GT Output* yang dihasilkan dari perhitungan sebesar 346.686,3 kW dibandingkan dengan desain dari pabrikan sebesar 345.100 kW, diperoleh lebih tinggi sebesar 1.586,3 kW. Begitu juga dengan efisiensi siklus yang diperoleh dari hasil perhitungan sebesar 41,9 %, lebih tinggi sebesar 1,6 % dari desain pabrikan sebesar 40,35 %.
4. Dari hasil perhitungan diperoleh kerja kompresor sebesar 88.834,7 kW, efisiensi kompresor sebesar 70,2 %, kerja turbin sebesar 440.880,7 kW dan efisiensi turbin sebesar 96,6 %, hasil dari perhitungan telah mencerminkan kondisi aktual turbin gas setelah masa konstruksi atau dalam kondisi baru.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] PT. PLN (Persero), “Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT PLN (Persero) 2017 – 2026”, (2016). Jakarta: PT. PLN (Persero)
- [2] M. Faizal, Bambang T. P, Eriq S. E. (2017). Analisis Performance TM2500 Gas Turbine Generator Package pada Factory Test dan *Site Test*. Bina Teknika, 157-163.
- [3] Fikri, L, F. (2017). Analisa Perbandingan Kinerja Turbin gas PLTGU Unit 1.2 dan 1.3 Pada Beban 50 MW dan 100 MW. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh November.
- [4] Nadhifah, H, I. (2017). Kaji Kinerja Turbin gas Sebelum dan Sesudah *Overhaul Combustion Inspection* di GTG Utilitas I Pabrik PT. Petrokimia Gresik. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh November.
- [5] PLN. (2010). Komponen-Komponen PLTG. Jakarta: PLN Corporate University
- [6] Sunarwo, S., & Harijono M, T. (2016). Analisa Efisiensi Turbin gas Unit 1 Sebelum dan Setelah Overhaul Combustor Inspection di PT. PLN (Persero) Sektor Pembangkitan PLTGU Cilegon. Eksergi, 50-57.
- [7] Yuniarti, N. & Aji, I, W. (2019). *Pembangkit Tenaga Listrik*. Yogyakarta: Universitas Negeri Yogyakarta
- [8] Soekardi, C. (2015). Termodinamika Dasar Mesin Konversi Energi. Yogyakarta: Andi
- [9] Boyce, M. P. (2002). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Houston: Butterworth-Heinemann.
- [10] Soares, C. (2015). *Gas Turbines: A Handbook Of Air, land and Sea Application*. Waltham: Butterworth-Heinemann.
- [11] Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., & Bailey, M. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Danver: Wiley
- [12] Biantoro, A. W, Kholil, M & Pranoto, H. (2019). Sistem Manajemen K3. Jakarta: Mitra Wacana Media
- [13] Mitsubishi Hitachi Power System. (2019). *Design Manual Power Plant TPB-19058*. Takasago: MHPS.
- [14] Mitsubishi Hitachi Power System. (2019). *Operation Manual Power Plant TPB-19058*. Takasago: MHPS.
- [15] Mitsubishi Hitachi Power System. (2019). *PT PLN (Persero) Muarakarang CCPP Instruction of MHPS Gas Turbine Training Handbook*. Takasago: MHPS.
- [16] Mitsubishi Electric Corporation, (2020). *Generator System Description*. Takasago: MELCO
- [17] Mitsubishi Hitachi Power System. (2019). *Performance Test Prosedur For GT (Simple Cycle)*. Takasago: MHPS
- [18] PLN. (2016). *Muarakarang CCPP (400-500 MW) Contract Document Schedule 6 Performance Guarantee*. Jakarta: PT PLN (Persero)
- [19] ISO STANDARD. (2009). *ISO 2314 Gas Turbines- Acceptance Test Third Edition*.

#### BIODATA PENULIS

	Nama	: Budi Ari Wibowo
	Tempat & Tanggal Lahir	: Pekanbaru, 08 Januari 1979
	Alamat	: Cilegon – Banten
	Agama	: Islam
	Riwayat Pekerjaan	:
	1.	Operation Engineer PLTGU Cilegon
	2.	Maintenance Engineer PLTGU Cilegon
3.	Reliability Engineer PLTGU Cilegon	
4.	Project Engineer PLTGU Jawa 2	
5.	Project Supervision PLTGU Muarakarang	