Development of Overhaul Maintenance Strategy Gas Turbin Series M701D at PLTGU Ubp Grati

Pengembangan Strategi Pemeliharaan Overhoul Pada Gas Turbin Seri M701D Pada PLTGU Ubp Grati

Rizky Hernanda Pramudya[1], Iswanto[2]

[1, 2] Fakultas Sains dan Teknologi, Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sidoarjo, Indonesia

Email Penulis Korespondensi: riskyhernanda@gmail.com [1], iswanto@umsida.ac.id [2]

Abstract. *General Background Gas turbine power plants play a pivotal role in maintaining electrical grid stability through reliable combined-cycle generation. Specific Background Heavy-duty gas turbines operating under continuous thermal and mechanical stress require systematic inspection and maintenance to sustain operational parameters. Knowledge Gap While thermodynamic evaluations based on the Brayton cycle are common, comprehensive empirical evaluations quantifying post-overhaul performance gains specifically for the M701D series gas turbine remain limited. Aims This study evaluates the thermal performance, component efficiencies, and power output of an M701D series gas turbine at PLTGU UBP Grati before and after a major overhaul inspection. Results Thermodynamic calculations under a 100.25 MW operational load demonstrate an increase in compressor efficiency from 80.19% to 80.98% and turbine efficiency from 44.84% to 45.50%, alongside a reduction in heat input from 354.70 MW to 345.37 MW. Novelty A detailed Brayton cycle analysis demonstrates that rotor replacement and comprehensive turbine cleaning directly improve overall thermal efficiency. Implications These findings provide essential empirical data for power plant management to optimize maintenance schedules and improve overall operational productivity.*

Keywords *Brayton Cycle, Efficiency, Gas Turbine, Overhaul Maintenance, Power Plant Performance*

Abstrak Latar Belakang Umum Pembangkit listrik turbin gas memainkan peran penting dalam menjaga stabilitas jaringan listrik melalui pembangkitan siklus gabungan yang andal. Latar Belakang Khusus Turbin gas tugas berat yang beroperasi di bawah tekanan termal dan mekanis yang terus-menerus memerlukan inspeksi dan pemeliharaan sistematis untuk mempertahankan parameter operasional. Kesenjangan Pengetahuan Meskipun evaluasi termodinamika berdasarkan siklus Brayton sudah umum dilakukan, evaluasi empiris komprehensif yang mengukur peningkatan kinerja pasca-perbaikan besar, khususnya untuk turbin gas seri M701D, masih terbatas. Tujuan Penelitian ini mengevaluasi kinerja termal, efisiensi komponen, dan output daya turbin gas seri M701D di PLTGU UBP Grati sebelum dan sesudah inspeksi perbaikan besar. Hasil Perhitungan termodinamika pada beban operasional 100,25 MW menunjukkan peningkatan efisiensi kompresor dari 80,19% menjadi 80,98% dan efisiensi turbin dari 44,84% menjadi 45,50%, disertai penurunan masukan panas dari 354,70 MW menjadi 345,37 MW. Inovasi Analisis siklus Brayton yang terperinci menunjukkan bahwa penggantian rotor dan pembersihan turbin secara menyeluruh secara langsung meningkatkan efisiensi termal secara keseluruhan. Implikasi Temuan ini memberikan data empiris yang penting bagi manajemen pembangkit listrik untuk mengoptimalkan jadwal pemeliharaan dan meningkatkan produktivitas operasional secara keseluruhan.

Kata Kunci: Siklus Brayton, Efisiensi, Turbin Gas, Pemeliharaan Overhaul, Kinerja Pembangkit Listrik

I. PENDAHULUAN

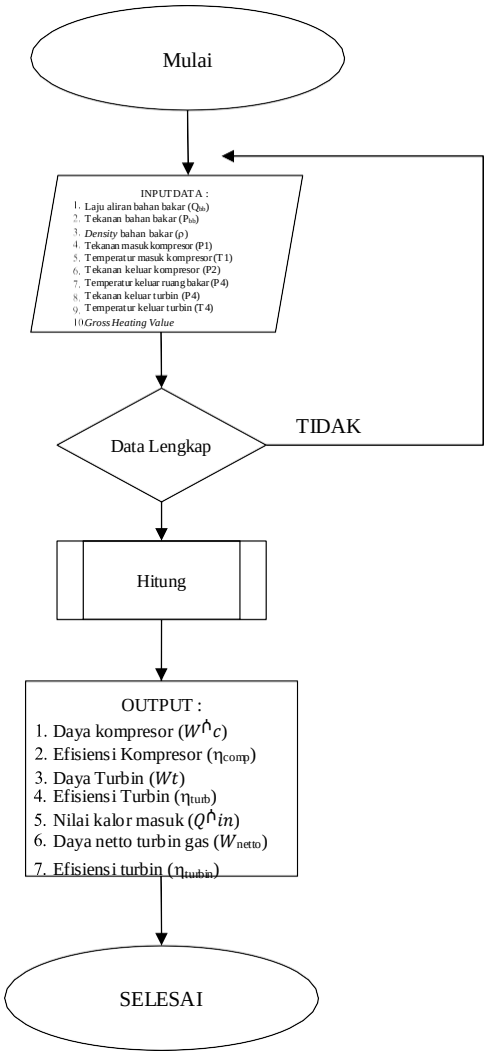
PLN Indonesia Power merupakan salah satu subholding perusahaan pembangkit listrik PT PLN (Persero) yang didirikan pada tanggal 3 Oktober 1995 dengan nama PT PLN Pembangkitan Jawa Bali I (PT PJB I). Pada tanggal 8 Oktober 2000, PT PJB I berganti nama menjadi Indonesia Power sebagai penegasan atas tujuan Perusahaan untuk menjadi perusahaan pembangkit tenaga listrik independen yang berorientasi bisnis murni. Pada tanggal 21 September 2022, struktur perusahaan mengalami transformasi menjadi PLN Indonesia Power yang menjadi Perusahaan pembangkitan terbesar se-Asia Tenggara dengan Total Kapasitas 21,08 GW [1]. Kegiatan utama bisnis perusahaan saat ini yakni sebagai penyedia solusi energi yang meliputi penyediaan tenaga listrik melalui pembangki an tenaga listrik

yang tersebar di Indonesia serta pengembangan bisnis beyond KWh [2].

Kapasitas yang dimiliki oleh PLTGU Grati sangat lah besar, dengan memiliki 3 blok unit pembangkit yang memiliki peranan yang sangat penting. Blok 1 memiliki 3 unit gas turbin dengan 1 unit steam turbin, namun pada saat ini blok 1 hanya tersisa 1 unit gas turbin dan 1 unit team turbin karena di pindahkan ke unit bisnis pembangkitan yang ada di bali. Blok 2 memiliki 3 unit gas turbin dan 1 unit steam turbin, total daya yang dihasilkan dari blok 1 dan 2

mencapai 605,11 MW, serta blok 3 memiliki 2 unit gas turbin dan 1 unit steam turbin yang menghasilkan daya 455 MW, dengan rincian blok 1 dan 2 merupakan buatan dari negara Jepang, kemudian untuk blok 3 adalah buatan dari negara Italia.

METODE



Gambar 1. *Flowchart* Program

Metode Penelitian ini menggunakan pendekatan kualitatif untuk mengeksplorasi dan memahami praktik pemeliharaan pada Gas Turbin seri M701D di PLTGU Grati melalui pengalaman, pandangan, serta wawasan yang dimiliki oleh para pekerja dan manajemen perusahaan. Fokus penelitian ini terletak pada penghitungan mengenai performa pada Gas Turbin Seri M701D setelah dilaksanakan Overhoul. Tahapan metode yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah ini membantu dalam merancang solusi pemeliharaan yang lebih efektif untuk meningkatkan efisiensi dan keberlanjutan operasional Unit 3 di PLTGU Grati. Identifikasi masalah melalui wawancara semiterstruktur dilakukan kepada berbagai pihak yang terkait langsung dengan pemeliharaan Gas Turbin Pada Unit 3, termasuk teknisi pemeliharaan, Leader Mekanik, Operator, dan QC Mesin.Wawancara ini dirancang untuk mendapatkan pemahaman yang mendalam mengenai pengalaman praktis, persepsi mereka terhadap pemeliharaan yang dilakukan. Tantangan yang di hadapi dalam menjaga kinerja mesin, serta pandangan mereka tentang efektivitas prosedur yang ada [3]. Pertanyaan wawancara mencakup topik-topik seperti frekuensi pemeliharaan, metode yang digunakan, faktor-faktor yang menyebabkan dilaksanakan overhoul maintenance, serta inisiatif atau perbaikan yang telah diimplementasikan.

2. Tujuan Penelitian

Peneliti melakukan oberservasi partisipatif di PLTGU Grati untuk memahami secara langsung proses pemeliharaan pada Gas Turbin di Unit 3 dan kondisi operasionalnya. Menganalisis Prosedur pemeliharaan Gas Turbin, mengidentifikasi langkah-langkah pemeliharaan yang di terapkan di PT. Indonesia Power Ubp Grati untuk menjaga kinerja mesin Gas Turbin [4]. Mengkaji penyebab utama perbaikan pada Gas Turbin seri M701D, seperti kondisi operasional, pelumasan, dan pemakaian suku cadang. Melalui observasi ini, peneliti mengamati bagaimana prosedur pemeliharaan dijalankan, kondisi Gas Turbin sebelum dan sesudah pemeliharaan, serta interaksi antara teknisi dan alat yang dipelihara. Observasi ini membantu memperkaya data dengan visualisasi langsung, serta memberikan konteks nyata terhadap informasi yang diperoleh dari wawancara [5].

3. Studi Literatur

Gas Turbin Mitsubishi M701D merupakan jenis heavy-duty gas turbine yang digunakan secara luas dalam pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) [4]. Seri ini memiliki kapasitas daya yang besar dan dirancang untuk efisiensi termal tinggi serta keandalan operasi jangka panjang [6]. Turbin ini bekerja berdasarkan prinsip siklus Brayton, dengan tiga proses utama: kompresi udara, pembakaran bahan bakar, dan ekspansi gas panas melalui turbin [7]. Dokumen yang di analisis meliputi laporan pemeliharaan sebelum dan sesudah. Analisis dokumen ini bertujuan untuk memahami pemeliharaan yang telah dilakukan, serta mengidentifikasi pola-pola umum yang terkait dengan perbaikan komponen.

4. Pengolah Data Lapangan

Untuk memastikan validasi dan keakuratan data yangdiperoleh, penelitian ini menggunakan data dari wawancara, observasi, dan dokumen dibandingkan satu sama lain untuk menemukan kesamaan, perbedaan, dan konsistensi dalam informasi yang diperoleh. Proses ini membantu memperkuat temuan-temuan yang ada dan memberikan pemahaman yang lebih menyeluruh terhadap pemeliharaan unit. Data kualitatif yang dikumpulkan dari wawancara, observasi, dan dokumen dianalisis menggunakan metode analisis tematik. Analisis ini bertujuan untuk mengidentifikasi tema-tema kunci yang muncul dari data, hasil efisiensi, strategi pemeliharaan yang digunakan, dan dampak pemeliharaan terhadap produktivitas perusahaan. Setiap tema yang muncul dianalisis lebih lanjut untuk memberikan pemahaman yang mendalam mengenai masalah-masalah yang ada serta rekomendasi untuk perbaikan di masa depan.

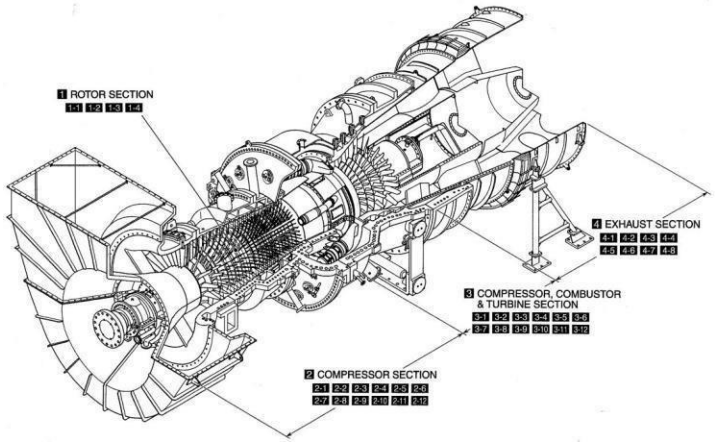
HASIL DAN PEMBAHASAN

Pemeliharaan Gas Turbin M701D bukan hanya aktivitas teknis, tetapi juga bagian integral dari trategi manajemen produksi. Peningkatan dalam prosedur pemeliharaan dapat memberikan manfaat jangka Panjang bagi keberlanjutan operasional perusahaan, mengurangi kerugian akibat downtime, dan meningkatkan produktivitas secara keseluruhan.

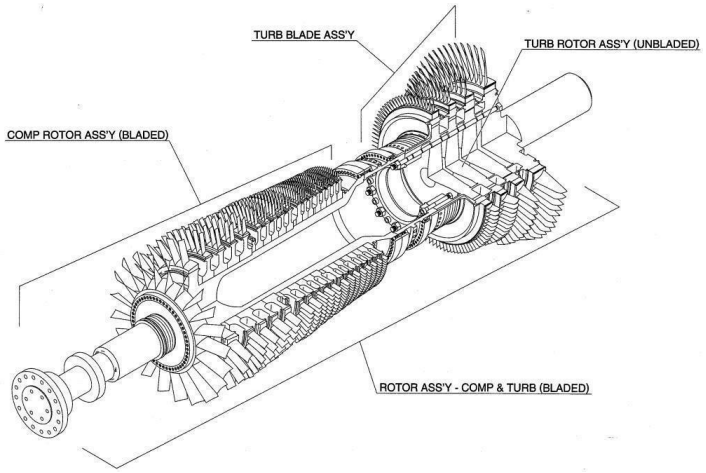
A. Prosedur Pengambilan Data

Prosedur yang dilakukan adalah dengan mengambil data pada PLTGU Grati, serta dengan melalui wawancara.

B. Spesifikasi Gas Turbin M701D



Gambar 2. Gas Turbin M701D



Gambar 3. Komponen Pada Gas Turbin

Berikut Spesifikasi pada Gas Turbin M701D PLTGU Ubp Grati :

- *Type : Open-Cycle, single shaft, heavy duty industrial gas turbine.*
- *Model : M701D*
- *Merk : Mitsubishi*
- *Compressor Type : Axial Flow, 19 stages*
- *Combuter Type : Connular, 18 baskets*
- *Turbine Type : Axial flow, 4 stages*
- *Rated Shaft Speed : 3000 rpm*
- *Overspeed Trip Setting: 3300 +30 rpm (Mechanical), 3360 rpm (electrical)*
- *Generator Output : 118.59 MW (Peak Gas), 112.45 MW (Base Gas), 100.75 MW (Oil)*

C. Data Analisis

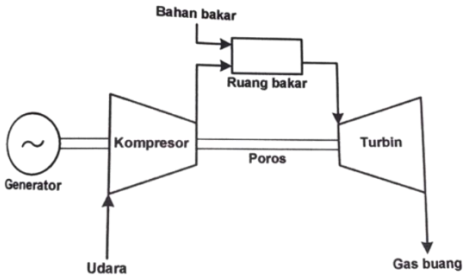
Analisis data pada performa gas turbin M701D di PLTGU Grati melibatkan pengolahan dan evaluasi informasi terkait operasi, dan penghitungan menggunakan data-data yang sudah di peroleh peneliti. Analisis ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi, dan meningkatkan performa pada unit [8]. Untuk mencapai tujuan penelitian, hal utama yang diperlukan tentu mencari permasalahan yang ada kemudian dilakukan pengamatan, setelah itu dilakukan pengolahan data-data yang dikumpulkan melalui studi literatur dan peninjauan lapangan, termasuk wawancara. Selanjutnya data-data di analisis untuk mendapatkan kesimpulan.

D. Siklus Brayton

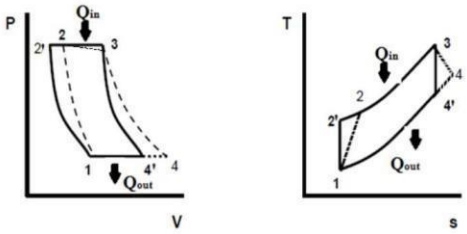
Gas Turbine bekerja berdasar pada Siklus Brayton. Sikuls Brayton adalah proses kontinu melalui tahapan *Ambient Air*, *Continuous Compression*, *Continuous Fuel Combustion*, dan *Expansion back to atmospheric pressure*. Gas Turbin terdiri atas *Compressor*, *Combustion Chamber*, dan *Turbine* [9].

Proses pembangkitan listrik pada sebuah PLTGU merupakan sistem gabungan, itu berarti siklus yang terjadi juga terdiri dari gabungan dua siklus. Siklus PLTG menerapkan siklus Brayton, sedangkan siklus PLTU menerapkan siklus ideal Rankine. Penggabungan siklus tunggal PLTG dan PLTU menjadi suatu kesatuan skilus yaitu siklus kombinasi atau *combine cycle* pada satu unit pembangkitan listrik PLTGU. Pada PLTGU secara umum dalam operasinya ada 2 mode yaitu *open cycle* dan *combined cycle*. *Open cycle* yaitu ketika gas buang dari turbin gas saat beroperasi langsung di buang ke udara bebas melalui by pass stack. Sedangkan combined cycle jika gas buang dari turbin gas dimanfaatkan kembali utnuk memanaskan air pada HRSG untuk menghasilkan uap yang selanjutnya akan dialirkan menuju turbin uap[6].

Siklus Brayton adalah siklus daya termodinamika atau sebuah konsep dasar untuk gas turbin yang ditemukan oleh George Brayton pada tahun 1870 [10]. Turbin gas secara thermodinamika bekerja dengan siklus Brayton. Sistem turbin gas berdasarkan siklus brayton dapat dilihat pada P-V diagram dan T-S diagram dibawah ini [8].



Gambar 4. Diagram PLTG



Gambar 5. Urutan Siklus Brayton

Keterangan dari Gambar 4.1 adalah sebagai berikut:
1-2' – 3-4'= Proses turbin gas ideal
1-2 – 3-4 = Proses turbin gas aktual

Berikut adalah proses siklus brayton berdasarkan pada gambar diatas :
1 ke 2 : Proses kompresi isentropic di dalam kompresor.
2 ke 3 : Proses pemasukan kalor pada tekanan konstan di dalam ruang bakar.
3 ke 4 : Proses ekspansi isentropic di dalam turbin.
4 ke 1 : Proses pembuangan kalor pada tekanan konstan.

Proses kompresi di dalam kompresor

Komponen Utama pada bagian ini adalah axial flow compressor, berfungsi untuk mengkompresikan udara yang berasal dari inlet air section hingga bertekanan tinggi sehingga pada saat terjadi pembakaran dapat menghasilkan gas panas berkecapatan tinggi yang dapat menimbulkan daya output turbin yang besar.

Kerja kompresor di gambarkan pada proses 1 ke 2 dan yang terjadi adalah kompresi secara isentropik. Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor.

$$W_c = C_{p.a}(T_2 - T_1) \quad [\frac{kj}{kg}] \tag{3.1}$$

Atau

$$P_c = m_a C_{p.a}(T_2 - T_1) \quad [K_w] \tag{3.2}$$

Tekanan udara yang keluar dari kompresor dapat kita ketahui ratio kompresor. Dimana r adalah ratio tekanan kompresor.

$$P_2 = rP_1 \quad [\frac{kg}{cm2}] \tag{3.3}$$

Temperature outlet kompresor isenthropik/ideal (T_{2s}) dapat diketahui dengan perhitungan berikut,

$$T_{2s} = T_1(\frac{P_2}{P_1})^{(\frac{ka-1}{ka})} \quad [K] \tag{3.4}$$

Temperatur *outlet* kompresor yang ideal (T_{2s}) juga dapat diperoleh dengan hubungan isenthropik :

$$T_{2s} = T_1 r^{(\frac{ka-1}{ka})} \quad [K] \tag{3.5}$$

Efisiensi *outlet* kompresor isenthropik di definisikan sebagai ratio kerja kompresor isenthropik/ideal terhadap kerja kompresor *actual* dimana keduanya memiliki tekanan *inlet* dan *outlet* yang sama.

$$\eta_c = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} = \frac{(T_{2s}-T_1)}{(T_2-T_1)} \tag{3.6}$$

Proses Pemasukan Kalor di Dalam Ruang Bakar (*Combustion*)

Kerja combustion di gambarkan pada proses 2 ke 3. Pemasukan bahan bakar di combustion terjadi pada tekanan konstan. Proses di combustion ini untuk meningkatkan temperature gas yang masuk ke dalam turbin (T_3). Target dari design combustion chamber adalah meminimalisir terjadinya turunnya pressure (pressure losses) setelah melewati combustion. Idealnya $P_3 = P_2$, di asumsikan sebagai analisa udara standar. Namun aktualnya nilai P_2 tidak sama dengan P_3. Nilai losses ini diistilahkan sebagai *fraction pressure losses* (fpl). Diharapkan fpl ini bernilai 0,05 atau 5%. Nilai fpl dapat di peroleh dari persamaan berikut :

$$\text{fpl} = \frac{(P_2-P_2)}{P_2} \tag{3.7}$$

Dan *pressure inlet* turbin dapat dihitung dari persamaan berikut:

$$P_3 = \frac{(1-fpl)}{P_2} \quad [\text{kPa}] \tag{3.8}$$

Pada prinsip dari *combustion* ini adalah proses pelepasan panas yang dihasilkan dari reaksi kimia *exothermic* untuk meningkatkan temperature inlet turbin. Untuk menghitung panas yang dihasilkan combustion dapat digunakan

persamaan berikut :

$$Q_{in} = m_a(1+f)C_{p.g}(T_3 - T_2) \quad \text{[KW]} \quad (3.9)$$

Nilai *f* adalah ratio massa antara udara dan bahan bakar. Sehingga (1+f) menunjukkan jumlah dari *flow* massa bahan bakar dan udara. Namun dalam Analisa gas turbin nilai ini (*f*) sering di abaikan terlebih dahulu. Sehingga persamaannya berubah menjadi berikut :

$$Q_{in} = m_a C_{p.g}(T_3 - T_2) \quad \text{[KW]} \quad (3.10)$$

Jika $m_a(1+f)$ kita anggap sebaga massa udara (m_a) + bahan bakar (m_f) menjadi massa gas (m_g), maka bersamaan tersebut menjadi:

$$Q_{in} = m_g C_{p.g}(T_3 - T_2) \quad \text{[KW]} \quad (3.11)$$

Proses Ekspansi di Turbin

Kerja turbin di gambarkan pada proses 3 ke 4. Turbin merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor aksial dan perlengkapan lainnya. Untuk gas turbin dengan pola operasi *open cycle* nilai P_1=P_4=tekanan armosphere. Proses yang terjadi di turbin adalah secara isenthropik dengan temperature *inlet* T_3 maka temperature *outletnya* dapat di ketahui dengan persamaan berikut:

$$T_{4s} = T_3\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{(kg-1)}{kg}} \quad \text{[KW]} \quad (3.12)$$

Namun pada umumnya di mesin PLTG, indikator temperature di combustion jarang di munculkan secara langsung. Hal ini di sebabkan temperature yang terjadi di combustion sangat tinggi. Sedangkan thermocouple yang mampu mendeteksi dengan baik pada temperature tersebut sangatlah sulit. Sehingga untuk mengontrol temperature yang terjadi di combustion dipergunakan persamaan isenthropik sebagai berikut :

$$T_4 = T_4\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{(kg-1)}{kg}} \quad \text{[K]} \quad (3.13)$$

Kerja turbin yang dihasilkan dapat diketahui dari persamaan berikut:

$$W_t = C_{p.g}\,(T_3 - T_4) \quad \left[\frac{kj}{kg}\right] \tag{3.14}$$

Kerja *netto* turbin yang dihasilkan dapat diketahui dari persamaan berikut:

$$W_n = W_t - W_c = (C_{p.g}\,(T_3 - T_4) - (c_{p.a}\,(T_2 - T_1) \quad \left[\frac{kj}{kg}\right] \tag{3.15}$$

Dan daya *netto* yang dihasilkan adalah:

$$P_n = m_a[(1+f)W_t - W_c] \quad [\text{Kw}] \tag{3.16}$$

Jika nilai *f* diabaikan, maka persamaannya menjadi:

$$P_n = P_t - P_c = (m_a C_{p.g}(T_3 - T_4) - (m_a C_{p.a}(T_2 - T_1) \quad [\text{Kw}] \tag{3.17}$$

Efisiensi thermal dapat di ketahui dari persamaan berikut:

$$\eta_{th} = \frac{P_n}{Q_{in}} \quad (3.18)$$

Jika perbedaan nilai C_p dan $C_{p.g}$ diabaikan (dianggap sama sebagai C_p), maka persamaan tersebut dapat kita sederhanakan menjadi berikut:

$$W_n = C_p\{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)\} = C_p\{(T_2 - T_1) - (T_4 - T_3)\} \quad [\frac{kj}{kg}] \quad (3.19)$$

Selain persamaan di atas ada hal yang perlu di ketahui dari gas turbin, yaitu work ratio. Karena sebagian besar kerja yang dihasilkan oleh turbin digunakan untuk menggerakkan kompresor. Work ratio dapat diketahui dari persamaan berikut :

$$\frac{W_t}{W_c} = \frac{T_1\left(\frac{T_3}{P_2}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \quad (3.20)$$

Besarnya energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan energi 1 kwh (*Heat Rate*) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$HR = \frac{F_f}{P_n} \quad [\frac{kcal}{kwh}] \quad (3.21)$$

Proses Pembuatan Sisa Kalor Pada *Exhaust*

Proses 4 ke 1, proses pembuangan sisa kalor pada tekanan konstan. Dimana gas panas sisa setelah dipergunakan untuk proses ekspansi di turbin di buang ke atmosfir tekanannya konstan (P_4=P_1). Besarnya energi kalor yang di keluarkan dari sistem turbin gas adalah :

$$Q_{out} = m_a(1+f)C_{p.g}(T_4 - T_1) \quad [Kw] \quad (3.22)$$

Jika nilai f diabaikan, maka persamaannya menjadi:

$$Q_{out} = m_a C_{p.g}(T_4 - T_1) \quad [Kw] \quad (3.23)$$

Jika $m_a(1+f)$ kita anggap sebagai massa udara (m_a)+bahan bakar (m_f) menjadi massa agas (m_g), maka persamaan tersebut menjadi:

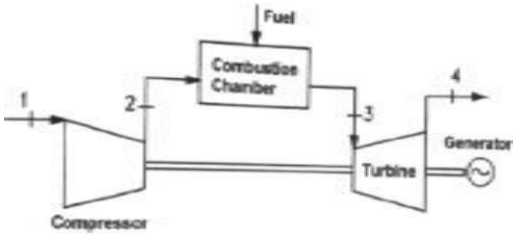
$$Q_{out} = m_g C_{p.g}(T_4 - T_1) \quad [Kw] \quad (3.24)$$

Data Hasil Pengamatan

Setelah dilakukan pengamatan di plant didapatkan data dan blok diagram unit PLTG seperti terdapat pada lampiran untuk data operasi sekarang dan data operasi mass & *heat balance unit*. Asumsi *internally reversible brayton* pada aliran fluida kerja antar komponen digunakan untuk mendapatkan data tekanan di beberapa cek point akibat keterbatasan data di plant.

Perhitungan Unjuk Kerja Siklus Brayton Unit dengan Data Operasi Sekarang dan *Heat Balance*

Pada perhitungan kali ini, akan digunakan contoh perhitungan data operasi setelah turbine inspection di bulan April dengan beban +100 MW.



Gambar 6. Skema Siklus Turbin Gas

Tabel 1. Data Operasi Instalasi Turbin Gas

NO	PROPERTIES	SATUAN	KETERANGAN
1	Laju aliran bahan bakar ($\dot{Q}_{bb}$)	$\frac{Nm^2}{hr}$	30193,13981
2	Tekanan bahan bakar (P_{bb})	$\frac{kg}{cm^2}$ $\frac{lb}{}$	26,02

3	*Density* bahan bakar (ρ)	ft^3	0,0469
4	Tekanan masuk kompresor (P_1)	Atm	1
5	Temperature masuk kompresor (T_1)	℃	27,648
6	Tekanan keluar kompresor (P_2)	$\frac{kg}{cm^2}$	12,201
7	Temperatur keluar kompresor (T_2)	℃	408,572
8	Tekanan keluar turbin (P_4)	$\frac{kg}{cm^2}$	1,049
9	Temperatur keluar turbin (T_4)	℃	493,793
10	*Gross Heating Value*		
$\frac{BTU}{ft^2}$	1081,116	___	

Tabel 2. Data Operasi Instalasi Turbin Gas Setelah Konversi *Metric Units*

NO	PROPERTIES	SATUAN		KETERANGAN
1	Laju aliran bahan bakar ($\dot{Q}_{bb}$)		$\frac{Nm^2}{s}$	8,3869
2	Tekanan bahan bakar (P_{bb})	$\frac{kg}{m^3}$	___	2,551
3	*Density* bahan bakar (ρ)	$\frac{lb}{ft^3}$	___	0,7514
4	Tekanan masuk kompresor (P_1)	kPa		101,325
5	Temperature masuk kompresor (T_1)	K		300,649
6	Tekanan keluar kompresor (P_2)	kPa		1196,589
7	Temperatur keluar kompresor (T_2)	K		681,572
8	Tekanan keluar turbin (P_4)	kPa		102,969
9	Temperatur keluar turbin (T_4)	K		766,793
10	*Gross Heating Value*	$\frac{MJ}{kg}$	___	51,846

Perhitungan Properties

Pada tahap ini akan dilakukan perhitungan properties sistem turbin gas untuk perhitungan unjuk kerja daripada sistem turbin gas tersebut.

Asumsi :

1. Perubahan energi kinetik anatara *inlet* dengan *outlet* dianggap tidak ada, dikarenakan kecepatan fluida kerja dalam *turbomachinery* sangat tinggi.
2. Proses kompresi dan ekspansi adalah *irreversible adiabatic* dengan mengabaikan kenaikan *enthrophy*.
3. Tidak ada gesekan (fluida *incompressible*).
4. Laju aliran massa masuk sama dengan laju aliran massa keluar ($\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$).
5. *Spesific heat at constant pressure* untuk udara adalah $Cp_{udara} = 1{,}005 \frac{kj}{kg.{}_kK_j}$
6. Spesific *heat at constant pressure* untuk *natural gas* adalah $Cp_{gas} = 1{,}174 \frac{}{kg.K}$
7. Harga konstanta untuk udara ialah *k*= 1,4
8. Harga konstanta untuk *natural gas* ialah *k*=1,264

Titik 1

Titik 1 adalah keadaan temperature dan tekanan udara *ambient* sebelum masuk ke dalam kompresor. Dari titik ini, diketahui bahwa:

T_1 = 300,649 K

P_1 = 101,325 kPa

Dari table *ideal gas properties of air* maka didapatkan harga *entalpi* dan *pressure reduce* sebagai berikut :

h_1 = 302,152 $\frac{kj}{kg}$

Pr= 1,4669

Titik 2

Pada titik ini, udara telah melewati kompresor, sehingga menjadi udara terkompresi. Dari titik ini, diketahui bahwa:

T_2 = 681,572 K

P_2 = 1196,589 kPa

Dari table *ideal gas properties of air* maka didapatkan harga *entalpi* dan *pressure reduce* sebagai berikut :

$h_1 = 684{,}979 \frac{kj}{kg}$

Pr= 26,0084

Kondisi isentropis kompresor

$$Pr_{2s} = Pr_1 \frac{P_2}{P_1}$$

$$Pr_{2s} = 1{,}4669 \frac{1196{,}589\ kPa}{101{,}325\ kPa}$$

$$Pr_{2s} = 19{,}8275$$

Berdasarkan table properties udara A-22, apabila

$Pr_{2s} = 19{,}8275$, maka

$$Pr_{2s} = 612{,}185 \frac{kj}{kg}$$

Titik 3

Pada titik ini, merupakan gas hasil pembakaran antara bahan bakar gas dengan udara terkompresi. Dari titik ini tidak diketahui properties baik T_3 maupun P_3. Olehkarena itu, untuk mendapatkan data properties tersebut akan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$T_3 = \frac{T_4}{\left(\frac{P_4}{P_2}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

$$T_3 = \frac{766{,}793\ k}{\left(\frac{101{,}325\ kPa}{1196{,}589\ kPa}\right)^{\frac{(1{,}4-1)}{1{,}4}}}$$

$$T_3 = \frac{766{,}793\ k}{(0{,}08465)^{0{,}286}}$$

$$T_3 = 1285{,}89\ K$$

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

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

$$P_3 = \frac{1285{,}89\ K}{766{,}793\ K}.102{,}969^{\frac{(1{,}247-1)}{1{,}247}}{}^{\frac{1{,}247}{1{,}247-1}}$$

$$P_3 = 1{,}6769.102{,}969^{0{,}2049})^{0{,}2049}$$

$$P_3 = 1216{,}004\ kPa$$

Apabila h=Cp_g.T

Dimana Cp untuk *natural gas* =$1{,}247\ \frac{kj}{kg}K$, maka:

$$h_3 = 1516{,}356\ \frac{kj}{kg}$$

Titik 4

Di titik ini merupakan kondisi gas hasil pembakaran keluaran turbin gas, dari titk ini didapatkan harga sebagai berikut :

T_4= 766,793 K

P_4= 102,969 kPa

Apabila h=Cp_g.T

Dimana Cp untuk *natural gas* adalah $1{,}247\ \frac{kj}{kg}K$, maka:

$$h_4 = 956{,}19\ \frac{kj}{kg}$$

Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar

Pada perhitungan kali ini, akan dilakukan perhitungan laju aliran massa bahan bakar gas ($\dot{m}_{bb}$) yang digunakan sebagai bahan bakar utama pada sistem pembangkit listrik, menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{bb} = \dot{Q}_{bb}.\rho_{bb}$$

$$\dot{m}_{bb} = 8{,}3869\ \frac{Nm^3}{s}\ x\ 37{,}3248\ Nm^3/scf$$

$$\dot{m}_{bb} = 6{,}661\ \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Udara

Pada perhitungan kali ini, akan dilakukan perhitungan laju aliran massa udara ($\dot{m}_{udara}$) dimana udara merupakan salah satu poin penting dalam proses pembakaran. Adapun perhitungan laju aliran massa udara menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \frac{\dot{m}_{bb}.Heating\ Value}{Cp_{gas}(T_3-T_2)}$$

$$\dot{m}_{udara} = \frac{6\quad ,661\ \frac{kg}{s}\ x51846\ \frac{kj}{kg}}{\frac{kj}{}}$$

$$1{,}247\ _{kg.K}\ x(1285{,}89\ K - 681{,}572\ K$$

$$\dot{m}_{udara} = 498{,}262\ \frac{kg}{s}$$

Perhitungan Laju Aliran Massa *Flue Gas*

Pada perhitungan kali ini, akan dilakukan perhitungan laju aliran massa *flue gas* ($(\dot{m}_{gas})$) dimana gas ini merupakan hasil pembakaran antara udara dengan bahan bakar yang digunakan untuk memutar turbin. Adapun persamaan yang digunakan dalam perhitungan ini adalah :

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{udara}.\dot{m}_{bb}$$

$$\dot{m}_{gas} = 498{,}262\frac{kg}{s}\, x\, 6{,}661\frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{gas} = 504{,}924\frac{kg}{s}$$

Perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR)

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bb}}$$

$$AFR = \frac{498{,}262\ kg/s}{6{,}661\ kg/s}$$

AFR = 74,7976

Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

1. Daya yang dibutuhkan kompresor ($\dot{W}_c$)

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

$$\dot{W}_c = 498{,}262\ \frac{kg}{s}\ (684{,}979 - 302{,}152)\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_c = 187873\frac{kJ}{s}$$

$$\dot{W}_c = 187{,}873\ MW$$

2. Daya yang dihasilkan Turbin Gas ($\dot{W}_t$)

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gas}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_t = 504{,}924\ \frac{kg}{s}\ (1516{,}356 - 956{,}19)\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_t = 300819\frac{kJ}{s}$$

$$\dot{W}_t = 300{,}819MW$$

3. Kalor yang dimasukkan ($\dot{Q}_{in}$)

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{bb}.HV_{bb}$$

$$\dot{Q}_{in} = 6{,}661\ \frac{kg}{s}\ .\ 51{,}846\ \frac{MJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 345{,}373\ MW$$

4. Daya Netto instalasi Turbin gas ($\dot{W}_{netto}$)

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_t - \dot{W}_c$$

$$\dot{W}_{netto} = (326{,}846 - 196{,}554)MW$$

$$\dot{W}_{netto} = 112{,}945\ MW$$

5. Efisiensi Siklus

$$\eta = \frac{\dot{W}_{nett}}{\dot{Q}_{in}} x100\%$$

$$\eta = \frac{100{,}248\ MW}{345{,}373\ MW} x100\%$$

$$\eta = 32{,}702\ \%$$

6. Efisiensi Generator

$$Beban$$

$$\eta_{generator} = \frac{Beban}{W_{netto}} x100\% \qquad \eta_{generator} = \frac{P}{W_{netto}} x100\%$$

$$\eta_{generator} = \frac{100{,}248\ MW}{130{,}292\ MW} x100\%$$

$$\eta_{generator} = 88{,}7578\ \%$$

7. Efisiensi Kompressor

$$\eta_{kompresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{_2 - h_1} x100\%$$

$$\eta_{kompresor} = \frac{(638{,}5408 - 302{,}152)kJ/kg}{(684{,}979 - 302{,}152)kJ/kg} x100\%$$

$$\eta_{kompresor} = 80{,}984\ \%$$

8. Efisiensi Turbin

$$\eta_{turbin} = \frac{\eta_{siklus}}{\eta \quad x\eta} x100\%$$

$$\eta_{turbin} = \frac{32{,}184}{80{,}894x90{,}185} x100\%$$

$$\eta_{turbin} = 45{,}495\ \%$$

Tabel rekap perhitungan unjuk kerja siklus Brayton pada data operasi sebelum & sesudah *Overhoul Combustion Inspection*.
Hasil perhitungan unjuk kerja untuk data operasi sekarang pada beban berikutnya dapat disajikan dalam tabel.

Tabel 3. Tabel Rekap Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Sebelum *Overhoul Combustion Inspection*

No	Beban	W kompresor (MW)	EFF Kompresor (%)	W Turbin (MW)	EFF Turbin (%)	W Netto	Q_{in} (MW)
1	50,104	129,598085	74,9594417	184,323	35,417	54,7248	225,14
2	55,269	132,071,869	75,5417075	191,89	35,953	59,8181	238,38
3	60,167	133,296926	75,1621661	198,395	37,304	65,0985	251,21
4	66,551	134,592547	75,9792641	206,403	38,166	71,8106	267,21
5	70,079	142,079621	76,7565125	218,567	39,447	76,4875	275.72
6	76,074	135,987878	75,5955935	217,916	40,098	81,928	291,08
7	81,577	154,457372	77,5046714	244,362	41,762	89,9042	306,11
8	86,419	166,13473	78,6099735	262,393	42,756	96,2581	319
9	90,298	174,173904	79,8179543	274,989	43,145	100,815	326,85
10	95,183	181,892755	80,2233975	289,131	44,186	107,238	340,85
11	**100,25**	**184,441538**	**80,1871106**	**297,516**	**44,84**	**113,074**	**354,7**
12	102,55	187,448857	79,9241248	303,076	45,21	115,627	360,81

Tabel 4. Tabel Rekap Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Sesudah *Overhoul Combustion Inspection*

No	Beban	W kompresor (MW)	EFF Kompresor (%)	W Turbin (MW)	EFF Turbin (%)	W Netto	Q_{in} (MW)
1	50,104	123,0204	74,8229999	181,751	38,234	58,7309	229,03
2	55,269	124,868455	74,9307355	187,659	38,757	62,7902	239,78
3	60,167	126,944631	75,3911119	192,782	38,289	65,8375	248,72
4	66,551	121,533316	75,9582527	197,004	41,877	75,4706	267,99
5	70,079	135,022597	76,834291	212,935	41,034	77,9122	273,51
6	76,074	141,15505	77,8369854	227,544	44,719	86,389	283,78
7	81,577	152,81849	78,9149636	245,948	44,918	93,1292	300,12
8	86,419	167,403734	80,2175271	265,572	45,182	98,1685	309,46
9	90,298	175,535685	80,5070799	279,892	46,009	104,356	323,01
10	95,183	189,56149	80,8330448	296,184	44,399	106,622	332,04
11	**100,25**	**187,87307**	**80,9848882**	**300,819**	**45,496**	**112,946**	**345,37**
12	102,55	184,450799	80,9371983	301,667	46,834	117,216	354,22

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan diatas, dapat diketahui bahwa setelah dilakukan turbine inspection, unjuk kerja sistem turbin gas di PT. Indonesia Power UBP Grati secara umum menjadi lebih baik. Dengan digantinya rotor turbin, serta cleaning keseluruhan turbin gas ternyata cukup berpengaruh terhadap performa turbin gas, serta mampu menaikkan efisiensi sistemnya secara signifikan.

Seperti yang terlihat dari tabel 3 dan 4, terdapat hasil perhitungan unjuk kerja turbin gas unit 3 PT. Indonesia Power UBP Grati baik sebelum dan sesudah turbin inspection. Data yang digunakan untuk perhitungan perbandingan performa tersebut berdasarkan data yang diambil pada bulan April, didapatkan hasil sebagai berikut :

- Perbandingan nilai **Daya Kompresor** dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **184,441538 MW**, dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **187,87307 MW**.
- Perbandingan nilai **Efisiensi Kompresor** dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **80,1871106 %,** dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **80,9848882 %**.
- Perbandingan nilai **Daya Turbin** dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **297,516 MW**, dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **300,819 MW**.
- Perbandingan nilai **Efisiensi Turbin** dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **44,84 %,** dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **45,496 %**.
- Perbandingan nilai **Netto** dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **113,074 W**, dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **112,946 W**.
- Perbandingan nilai $\dot{Q}_{in}$ dengan beban 100,25 MW. Sebelum di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **354,7 MW**, dan Setelah di laksanakan *Overhoul Combustion Inspection* sebesar **345,37 MW**.
-

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih saya ucapkan kepada Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sidoarjo yang telah memberikan ilmu dan wawasan yang bermanfaat serta orang tua saya, Pembimbing Lapangan, Dosen Pembimbing, dan teman-teman yang telah membantu untuk menyelesaikan penelitian ini.

REFERENSI

[1] R. Rizki, "Desain konsep Smart Electricity 4.0, bisnis model baru PT PLN (Persero) dengan memadukan layanan kelistrikan dan layanan internet PT PLN ICON+ berbasis Powerline Carrier Communication," *Jurnal Ketenagalistrikan*, no. 6, pp. 0–6, 2022.

[2] M. Ridwan and F. Wibisono, "Analysis of Brayton cycle efficiency at 100 MW load before and after overhaul of Unit 1 Block 1 at PLTGU PT PLN Nusantara Power UP Gresik," *Journal of Engineering and Technology*, vol. 2, pp. 1540–1547, 2024.

[3] R. Fahruddin, A. R. Fahruddin, M. I. N. Fadillah, and F. Firdaus, "Steam turbine performance variation based on operational parameters," *Indonesian Journal of Innovation Studies*, vol. 27, no. 1, pp. 1–16, 2026, doi: 10.21070/ijins.v27i1.2086.

[4] V. Antono, R. A. Diantari, and Kriswanto, "Kajian kelayakan penambahan Fuel Gas Heater gas turbin tipe M701D untuk meningkatkan efisiensi PLTGU Grati," *Jurnal Teknik Energi*, pp. 56–61, 2015.

[5] L. Nuraini, "Analisis keandalan dengan metode FMECA pada sistem distribusi PT PLN ULP Daruba Maluku Utara," *Jurnal Teknik Elektro*, 2024.

[6] M. R. A. S., M. Ramdhani, and A. Miming, "Peranan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) pada pembangkit listrik PLTGU," *Jurnal Energi Listrik*, vol. 3, no. 1, pp. 31–38, 2025.

[7] R. Zulfikar, R. M. Zulfikar, and F. Firdaus, "RCM II identifies critical GTG components and maintenance strategy," *Indonesian Journal of Innovation Studies*, vol. 26, no. 4, pp. 10–20, 2025, doi: 10.21070/ijins.v26i4.2131.

[8] P. Adhe, "Evaluasi kinerja turbin gas pada sistem PLTG di PT PLN Sektor Tello," *Jurnal Teknik Mesin*, 2018.

[9] N. Gusnita and K. S. Said, "Analisa efisiensi dan pemanfaatan gas buang turbin gas Alsthom pada pembangkit listrik tenaga gas kapasitas 20 MW," *Jurnal Teknologi Energi*, vol. 14, no. 2, pp. 209–218, 2017.

[10] P. S. M. Silitonga, "Analisis termodinamika terhadap kinerja Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU)," *Jurnal Konversi Energi*, 2022.

[11] A. B. K. Utama, S. D. N. Laksana, and M. I. H. Pratama, "Exergy and energy analysis of heavy-duty gas turbine under varying ambient temperature conditions," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 55, art. no. 104112, 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.104112.

[12] H. Zhang, Y. Wang, and Z. Liu, "Performance degradation evaluation and predictive maintenance strategy for combined cycle gas turbine power plants," *Energy*, vol. 288, art. no. 129845, 2024, doi: 10.1016/j.energy.2023.129845.

[13] R. K. Sahoo and P. K. Das, "Thermodynamic optimization and off-design performance analysis of M701D gas turbine in combined cycle operation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 236, art. no. 121580, 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121580.

[14] M. T. Fadhil, A. S. Ahmad, and M. Z. Abdullah, "Impact of compressor blade fouling and washing frequency on heavy-duty gas turbine efficiency," *Journal of Cleaner Production*, vol. 434, art. no. 140211, 2025, doi: 10.1016/j.jclepro.2024.140211.

[15] S. C. Mohapatra and B. B. Sahoo, "Comparative evaluation of maintenance strategies on the availability and heat rate of combined cycle

gas turbine plants," *Reliability Engineering & System Safety*, vol. 241, art. no. 109678, 2025, doi: 10.1016/j.ress.2024.109678.