

Performance Optimization Of The M701D Series Gas Turbine Block 2 Unit 3 Using The Combustion Inspection Method At PT. XYZ

“Optimalisasi Performa Turbin Gas Seri M701D Blok 2 Unit 3 Menggunakan Metode Combustion Inspection Pada PT. XYZ”

Rizky hernanda Pramudya¹⁾, Dr. Ir. A'rasy Fahrudin, S.T., M.T.^{*,2)}

¹⁾Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sidoarjo, Indonesia

riskyhernanda@gmail.com; arasy.fahrudin@umsida.ac.id

Abstract. Researchers conducted participatory observations at PT. XYZ to directly understand the maintenance process on the Gas Turbine in Unit 3 and its operational conditions. Analyze Gas Turbine maintenance procedures, identify maintenance steps implemented at PT. XYZ to maintain the performance of the Gas Turbine engine. Assess the main causes of repairs on the M701D series Gas Turbine, such as operational conditions. This research method uses a qualitative approach to explore and understand maintenance practices on the M701D series Gas Turbine at PT. XYZ through the experiences, views, and insights of the company's workers and management. The focus of this research lies in calculating the performance of the M701D Series Gas Turbine after . After observations at the plant, data and block diagrams of the PLTG unit were obtained as shown in the attachment for current operating data and mass & heat balance unit operating data. The internally reversible Brayton assumption on the working fluid check flow between components is used to obtain pressure data at several points due to limited data at the plant. From the calculation results above, it can be seen that after the turbine inspection, the performance of the gas turbine system at PT. XYZ has generally performed better. The replacement of the turbine rotor and the overall cleaning of the gas turbine have significantly improved its performance and significantly increased its system efficiency.

Keywords – Brayton cycle, efficiency, gas turbine

Abstrak. Peneliti melakukan observasi partisipatif di PT. XYZ 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. XYZ untuk menjaga kinerja mesin Gas Turbin. Mengkaji penyebab utama perbaikan pada Gas Turbin seri M701D, seperti kondisi operasional. Metode Penelitian ini menggunakan pendekatan kualitatif untuk mengeksplorasi dan memahami praktik pemeliharaan pada Gas Turbin seri M701D di PT. XYZ 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 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. Dari hasil perhitungan diatas, dapat diketahui bahwa setelah dilakukan turbine inspection, unjuk kerja sistem turbin gas di PT. XYZ 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.

Kata Kunci – Siklus brayton, efisiensi, turbin gas

I. PENDAHULUAN

Kemajuan teknologi di era globalisasi saat ini mendorong peningkatan efisiensi peralatan pembangkit listrik, yang sangat penting untuk menjamin ketersediaan energi di masa depan [1]. Salah satu perusahaan swasta yang bergerak di bidang pembangkitan energi menggunakan mesin turbin gas sebagai penggerak generatornya. Turbin gas bekerja berdasarkan prinsip sederhana, yakni mengubah energi panas hasil pembakaran bahan bakar menjadi energi mekanik, yang kemudian dikonversi menjadi energi listrik [2].

Energi listrik merupakan kebutuhan vital dalam kehidupan modern yang menopang hampir seluruh sektor industri dan domestik [3]. Untuk menjamin keandalan pasokan listrik, keberadaan pembangkit listrik yang efisien dan andal menjadi sangat penting [4]. Salah satu pembangkit yang memainkan peran krusial dalam sistem ketenagalistrikan nasional adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU), yang memanfaatkan turbin gas sebagai komponen utama dalam proses pembangkitan [5].

Manajemen keandalan adalah serangkaian kegiatan yang bertujuan untuk memastikan bahwa setiap komponen dalam sistem dapat beroperasi tanpa mengalami kegagalan [6]. Pendekatan ini bertujuan untuk mengurangi bahlan menghilangkan potensi kerusakan serta sumber penyebabnya dengan cara yang efisien dan hemat biaya. Kombinasi berbagai strategi pemeliharaan yang diterapkan pada sistem pembangkit listrik diharapkan mampu menjamin ketersediaan pembangkit dalam jaringan tenaga listrik (*grid*). Oleh karena itu, kegiatan pemeliharaan perlu dilakukan secara berkelanjutan agar perangkat atau sistem tetap dapat diandalkan selama masa operasinya [7].

SERP (*System Equipment reliability Prioritization*) merupakan metode untuk meranking tingkat keandalan sistem peralatan. Hasil dari proses SERP adalah *Maintenance Priority Index* (MPI) berupa ranking peralatan berdasarkan kriteria tertentu yang mencerminkan tingkat kekritisan [8].

Gas turbin seri M701D merupakan salah satu jenis turbin *heavy duty* berteknologi tinggi buatan Mitsubishi Power yang digunakan dalam sistem PLTGU, termasuk pada Blok 2 Unit 3 PT. XYZ. Turbin ini memiliki keunggulan dalam efisiensi dan kemampuan beroperasi pada beban tinggi [9]. Namun, dalam siklus operasi jangka panjang, turbin gas mengalami degradasi performa akibat aus, korosi, dan akumulasi deposit panas. Oleh karena itu, diperlukan tindakan pemeliharaan menyeluruh seperti untuk menjaga kinerja optimal mesin [10].

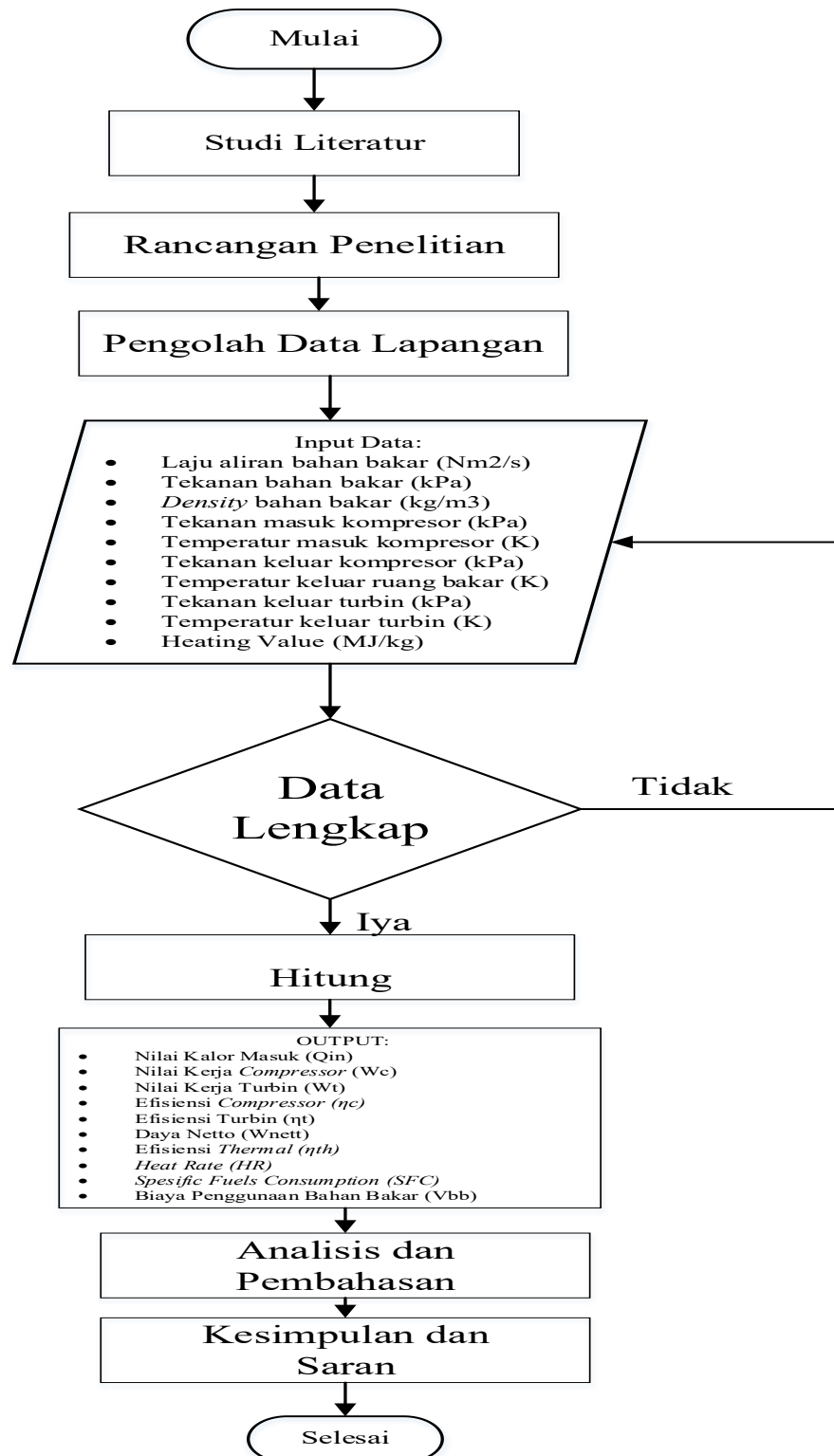
Preventive Maintenance Combustion Inspection adalah proses pemeliharaan berat yang dilakukan secara periodik untuk memeriksa, mengganti, atau memperbaiki komponen-komponen kritis pada turbin gas. Pelaksanaan yang tepat dapat memulihkan efisiensi termal, menurunkan konsumsi bahan bakar, serta memperpanjang umur pakai mesin. Di sisi lain, jika tidak dilakukan secara tepat waktu dan sesuai prosedur, bisa berakibat pada menurunnya efisiensi operasional hingga potensi gangguan sistem yang lebih luas [11]. *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) merupakan komponen penting dalam sistem pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU), yang memanfaatkan energi termal dari gas buang turbin gas untuk menghasilkan uap bertekanan, terutama uap *superheated* [12]. Gas buang dengan suhu tinggi dialirkan ke boiler pemulihan panas (HRSG), di mana panasnya diserap oleh air dalam pipa pemanas, sementara sisa gas buang dikeluarkan melalui cerobong dengan suhu yang lebih rendah [13]. Air yang mengalir dari drum melalui pipa pemanas mengalami perubahan fase sebagian menjadi uap akibat pemanasan tersebut. Campuran uap dan air kemudian kembali ke drum, di mana keduanya dipisahkan menggunakan alat pemisah (*separator*). Uap yang dihasilkan dialirkan ke turbin uap untuk menghasilkan putaran mekanik, sedangkan air dikembalikan ke drum dan bercampur kembali dengan air pengisi baru. Proses ini berlangsung secara berkelanjutan selama unit HRSG beroperasi [14].

Kapasitas yang dimiliki oleh PT. XYZ 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 steam 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, dimana konfigurasi sistem pembangkitan listrik di PT. XYZ adalah gas turbin dengan *Heat Recovery Steam Turbin* (HRSG), *combined cycle* dengan turbin uap, serta turbin gas *open cycle*. Bahan bakar yang digunakan dalam operasi turbin gas PT. XYZ telah diganti menjadi *Natural Gas* (NG) dari bahan bakar sebelumnya *High Speed Diesel* (HSD).

Setelah dilakukan pada turbin, maka tentu diperlukan analisa untuk mengetahui apakah kegiatan yang dilakukan telah efektif atau berhasil. Tentu saat pada analisis, diperlukan parameter untuk mengetahui kinerja dari turbin gas sehingga dihasilkanlah kesimpulan mengenai hasil dari tersebut [15].

II. METODE

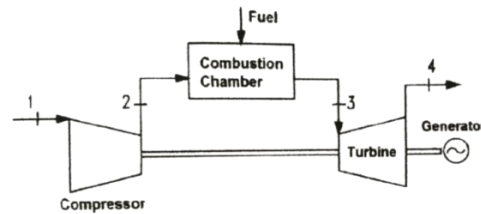
Penelitian ini menggunakan pendekatan kuantitatif, dengan pelaksanaan studi lapangan yang difokuskan pada sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) milik PT. XYZ. Proses ini membantu memperkuat temuan-temuan yang ada dan memberikan pemahaman yang lebih menyeluruh terhadap pemeliharaan unit.



Gambar 1 Diagram Alir Penelitian

Variabel terkait pada penelitian ini meliputi kegiatan pemeriksaan, *pembersihan*, dan *perbaikan bagian-bagian ruang bakar seperti fuel nozzle, combustor basket, transition piece, dll.*

Pada perhitungan kali ini, akan digunakan contoh perhitungan data operasi setelah *Combustion Inspection* di bulan April dengan beban ± 100 MW.



Gambar 2. Skema siklus turbin gas
(Sumber : buku turbin gas, Ir. Tulus Ruseno, MT)

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

1. Pemampatan (*compression*) udara dari *air intake* dihisap dan dimampatkan sehingga temperature dan tekanan naik.
2. Pembakaran (*combustion*) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar, temperature naik.
3. Pemuaian (*expansion*) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui *nozzle*, sudu tetap, sudu jalan turbin gas.
4. Pembuangan gas (*exhaust*) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.
5. Generator hasil energi kinetik dirubah mekanik putar dan menjadi energi listrik.

Berikut Kegiatan yang di laksanakan saat *Combustion Inspection* pada PT. XYZ

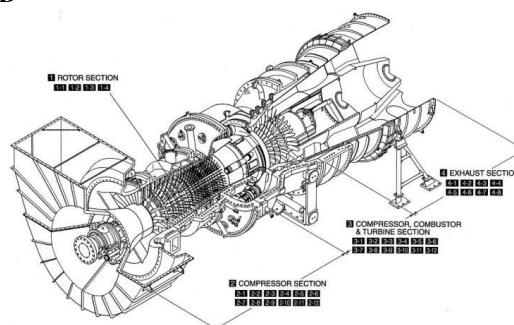
Tabel 1. Kegiatan *Combustion Inspection* Pada PT. XYZ

NO	KEGIATAN	BIDANG
1	COMBUSTION INSPECTION PLUS GT 2.3 2025	HARMES
2	COMBUSTION INSPECTION GT 2.3 BIDANG MESIN	HARMES
3	COMBUSTION INSPECTION GT 2.3 BIDANG MESIN-COMBUSTION AREA	HARMES
4	PM GT 2.3 COOLING DOWN (TEMPERATURE 140-71)	HARMES
5	PM GT 2.3 TURNING GEAR OFF	HARMES
6	PM GT 2.3 REMOVE INSULATION	HARMES
7	PM GT 2.3 REMOVE ATOMIZING AIR, FUEL OIL & GAS PIPE	HARMES
8	PM GT 2.3 REMOVE FUEL OIL & GAS NOOZLE	HARMES
9	PM GT 2.3 REMOVE COMBUSTOR MANHOLE	HARMES
10	PM GT 2.3 CLEARANCE CHECK-COMPRESSOR STAGE #1 & #19 (TIP CLEAREANCE)	HARMES
11	PM GT 2.3 CLEARANCE CHECK-TURBINE STAGE #1 & #4 (BLADE TIP)	HARMES
12	PM GT 2.3 REMOVE COMBUSTOR BASKET, V-BAND COUPLING & CROSS FLAME TUBE	HARMES
13	PM GT 2.3 REMOVE TRANSITION PIECE	HARMES
14	PM GT 2.3 VISUAL INSPECTION VANE SEGMENT ROW #1	HARMES
15	PM GT 2.3 DISASSEMBLY, CLEANING & ASSEMBLY GAS NOZZLE	HARMES
16	PM GT 2.3 DISASSEMBLY, CLEANING & ASSEMBLY NOZZLE OIL	HARMES
17	PM GT 2.3 BORESCOPE BLADE ROW #1, #2 & #3	HARMES
18	PM GT 2.3 SETTING CB, TP & TRANSITION CYLINDER	HARMES
19	PM GT 2.3 SETTING CROSS FLM TUBE-COMBUSTOR BASKET	HARMES
20	PM GT 2.3 INSTALL & CENTERING TRANSITION PIECE NO #1-#9	HARMES
21	PM GT 2.3 INSTALL & CENTERING TRANSITION PIECE NO #10-#18	HARMES
22	PM GT 2.3 CLEANING OIL & GAS PIPE	HARMES
23	PM GT 2.3 INSTALL COMBUSTOR BASKET, V-BAND COUPLING & CROSS FLAME TUBE	HARMES
24	PM GT 2.3 INSTALL GAS NOZZLE NO #1-#18	HARMES

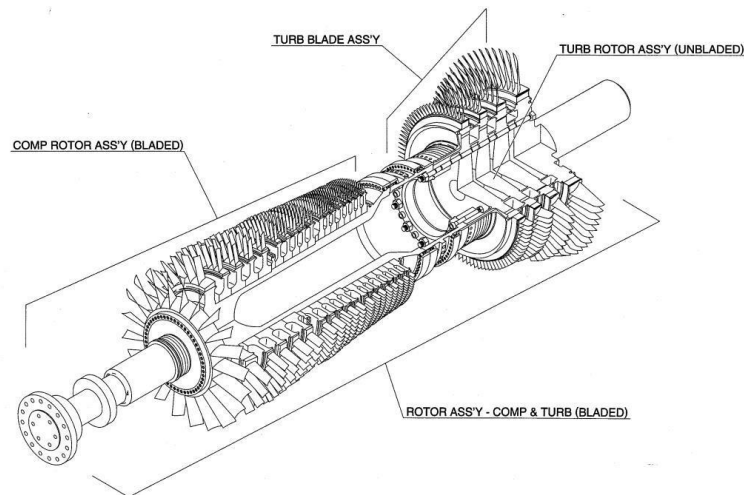
NO	KEGIATAN	BIDANG
25	PM GT 2.3 <i>INSTALL OIL NOZZLE NO #1-#18</i>	HARMES
26	PM GT 2.3 <i>INSTALL ATOMIZING AIR, FUEL OIL & GAS PIPE</i>	HARMES
27	PM GT 2.3 <i>BORESCOPE & VISUAL INSPECTION COMBUSTOR AREA BEFORE CLOSE MANHOLE</i>	HARMES
28	PM GT 2.3 <i>INSTALL COMBUSTER MANHOLE</i>	HARMES
29	PM GT 2.3 <i>INSTALL INSULATION AREA COMBUSTER DAN NOZZLE</i>	HARMES
30	PM GT 2.3 <i>TURNING GEAR ON</i>	HARMES
31	PM GT 2.3 <i>PERSIAPAN OFFLINE WASHING GT COMPRESSOR</i>	HARMES
32	PM GT 2.3 <i>WASHING GT COMPRESSOR OFFLINE</i>	HARMES
33	PM GT 2.3 <i>START-UP UNIT FSNL</i>	HARMES
34	PM GT 2.3 <i>CHECK & RESETING PRV (SV102) MLOP DAN PRV (CV108) DELIVERY LINE LUBE OIL (GT FSNL)</i>	HARMES
35	PM GT 2.3 <i>FOREIGN OBJECT INSPECTION INLET AIR DUCT & INLET MANIFOLD AFTER FIRST START</i>	HARMES
36	PM GT 2.3 <i>START-UP UNIT LOAD TEST DAN FUEL CHANGE OVER TEST</i>	HARMES
37	COMBUSTION INSPECTION GT 2.3 BIDANG MESIN-INTAKE AIR FILTER	HARMES
38	PM GT 2.3 <i>MELEPAS MANHOLE IGV</i>	HARMES
39	PM GT 2.3 <i>VISUAL INSPECTION INLET MANIFOLD</i>	HARMES
40	PM GT 2.3 <i>TIP CLEARANCE CHECK INLET GUIDE VANE (IGV)</i>	HARMES
41	PM GT 2.3 <i>ANGLE CHECK IGV BALDE CLOSE & OPEN POSITION</i>	HARMES
42	PM GT 2.3 <i>CLEANING INLET MANIFOLD CASING</i>	HARMES
43	PM GT 2.3 <i>JOINT INSPECTION IGV AREA</i>	HARMES
44	PM GT 2.3 <i>MEMASANG MANHOLE IGV L-R</i>	HARMES
45	PM GT 2.3 <i>IAF, MOBILISASI CATRIDGE FILTER BARU</i>	HARMES
46	PM GT 2.3 <i>IAF, REMOVE CATRIDGE FILTER</i>	HARMES
47	PM GT 2.3 <i>IAF, CLEANING IAF HOUSING</i>	HARMES

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Spesifikasi Gas Turbin M701D



Gambar 3. Gas turbin M701D
(Sumber: PT. XYZ)



Gambar 4. Komponen pada gas turbin
(Sumber: PT. XYZ)

Tabel 2. Tabel Spesifikasi Gas Turbin M701D
Berikut Spesifikasi pada Gas Turbin M701D PT. XYZ

• <i>Type</i>	: <i>Open-Cycle, single shaft, heavy duty industrial gas turbine</i>
• <i>Model</i>	: <i>M701D</i>
• <i>Merk</i>	: <i>Mitsubishi</i>
• <i>Compressor Type</i>	: <i>Axial Flow, 19 Stages</i>
• <i>Combuter Type</i>	: <i>Conular, 18 Baskets</i>
• <i>Turbine Type</i>	: <i>Axial Flow, 4 Stages</i>
• <i>Rated Shaft Speed</i>	: <i>3000 rpm</i>
• <i>Overspeed Trip Setting</i>	: <i>3300 ± 30 rpm (Mechanical), 3360 rpm (Electrical)</i>
• <i>Generator Output</i>	: <i>118,59 MW (Peak Gas), 112,45 MW (Base Gas), 100,75 MW (Oil)</i>

B. Perhitungan Properties

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

- Perubahan energi kinetik antara *inlet* dengan *outlet* dianggap tidak ada, dikarenakan kecepatan fluida kerja dalam *turbomachinery* sangat tinggi.
- Proses kompresi dan ekspansi adalah *irreversible adiabatic* dengan mengabaikan kenaikan *entropy*.
- Tidak ada gesekan (*fluida incompressible*).
- Laju aliran massa masuk sama dengan laju aliran massa keluar ($\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$).
- *Specific heat at constant pressure* untuk udara adalah $C_{p_{udara}} = 1,005 \frac{kJ}{kg.K}$
- *Specific heat at constant pressure* untuk *natural gas* adalah $C_{p_{gas}} = 1,247 \frac{kJ}{kg.K}$
- Harga konstanta untuk udara ialah $k = 1,4$
- Harga konstanta untuk *natural gas* ialah $k = 1,264$

Tabel 3. Data operasi Sebelum dan Sesudah *Combustion Inspection*

No	Properties	Satuan	Sebelum	Sesudah
1	Laju aliran bahan bakar ($\dot{Q}_{bb}$)	NM ³ /h	31.260	30.320
2	Tekanan bahan bakar (P_{bb})	kg/cm ²	26,020	26,020
3	Density bahan bakar (ρ)	lb/ft ³	0,0469	0,0469
4	Tekanan masuk kompresor (P1)	Atm	1	1
5	Temperatur masuk kompresor	°C	26,1	29,4

No	Properties	Satuan	Sebelum	Sesudah
	(T1)			
6	Tekanan keluar kompresor (P2)	kg/cm^2	13,328	12,42
7	Temperatur keluar ruang bakar (T2)	$^{\circ}C$	408,57	408,57
8	Tekanan keluar turbin	kg/cm^2	1,0605	1,0707
9	Temperatur keluar turbin (T4)	$^{\circ}C$	521,5	504,3
10	Heating Value	BTU/ ft^3	1030	1030

Tabel 4. Data operasi Sebelum dan Sesudah *Combustion Inspection* dan dikonversi *metric units*

No	Properties	Satuan	Sebelum	Sesudah
1	Laju aliran bahan bakar ($\dot{Q}_{bh}$)	NM ³ /s	8,386	8,422
2	Tekanan bahan bakar (P_{bh})	kPa	2.551	2.453
3	Density bahan bakar ($\dot{\rho}$)	kg/m^3	0,7514	0,7514
4	Tekanan masuk kompresor (P1)	kPa	101,325	101,325
5	Temperatur masuk kompresor (T1)	K	299,25	302,55
6	Tekanan keluar kompresor (P2)	kPa	1307	1218
7	Temperatur keluar ruang bakar (T2)	K	681,85	681,85
8	Tekanan keluar turbin	kPa	104	105
9	Temperatur keluar turbin (T4)	K	794,65	777,45
10	Heating Value	kJ/kg	51.117	51.117

Titik 1

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$T_1 = 299,25 \text{ K}$$

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

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$T_1 = 302,55 \text{ K}$$

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

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$h_1 = 300,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$pr_1 = 1,3950$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$h_1 = 304,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$pr_1 = 1,46016$$

Titik 2

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$T_2 = 681,85 \text{ K}$$

$$P_2 = 1307 \text{ kPa}$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$T_2 = 681,85 \text{ K}$$

$$P_2 = 1307 \text{ kPa}$$

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$h_2 = 685,25 \frac{kJ}{kg}$$

$$pr_2 = 24,30$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$h_2 = 685,25 \frac{kJ}{kg}$$

$$pr_2 = 24,30$$

- Kondisi Isentropis Kompresor

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$Pr_{2s} = 1,3950 \frac{1307 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}}$$

$$Pr_{2s} = 17,99$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$Pr_{2s} = 1,46016 \frac{1218 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}}$$

$$Pr_{2s} = 17,55$$

Berdasarkan tabel *properties* udara A-22, apabila

- Sebelum *Combustion Inspection*

$Pr_{2s} = 17,99$ maka,

$$h_{2s} = 624.391 \frac{kJ}{kg}$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$Pr_{2s} = 17,55$ maka,

$$h_{2s} = 620.016 \frac{kJ}{kg}$$

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 . Oleh karena itu, untuk mendapatkan data *properties* tersebut akan digunakan persamaan sebagai berikut:

$$T_3 = \frac{T_4}{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{(k-1)/k}}$$

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$T_3 = \frac{794,65 \text{ K}}{\left(\frac{101,325 \text{ kPa}}{1307 \text{ kPa}}\right)^{(1,4-1)/1,4}}$$

$$T_3 = \frac{794,65 \text{ K}}{(0,077525)^{0,286}}$$

$$T_3 = 1643,06 \text{ K}$$

- Setelah *Combustion Inspection*

$$T_3 = \frac{766,793 \text{ K}}{\left(\frac{101,325 \text{ kPa}}{1218 \text{ kPa}}\right)^{(1,4-1)/1,4}}$$

$$T_3 = \frac{766,793 \text{ K}}{(0,08319)^{0,286}}$$

$$T_3 = 1552,65 \text{ K}$$

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

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$P_3 = 101,33 \text{ kPa} \times \left(\frac{1643,06 \text{ K}}{794,65 \text{ K}}\right)^{\frac{1,247}{1,247-1}}$$

$$P_3 = 2.997,57 \text{ kPa}$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$P_3 = 101,33 \text{ kPa} \times \left(\frac{1552,65 \text{ K}}{777,45 \text{ K}}\right)^{\frac{1,247}{1,247-1}}$$

$$P_3 = 3.346,82 \text{ kPa}$$

Apabila $h = C_p \cdot T$

Dimana C_p untuk *natural gas* = 1,247 kJ/kg K, maka:

Sebelum *Combustion Inspection*

$$h_3 = 1811,27 \text{ kJ/kg}$$

Sesudah *Combustion Inspection*

$$h_3 = 1697,44 \text{ kJ/kg}$$

Titik 4

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

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$T_4 = 794,65 \text{ K}$$

$$P_4 = 101,33 \text{ kPa}$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$T_4 = 777,45 \text{ K}$$

$$P_4 = 101,33 \text{ kPa}$$

Apabila $h = C_p \cdot T$

Dimana C_p untuk *natural gas* = 1,247 kJ/kg K, maka:

- Sebelum *Combustion Inspection*

$$h_4 = 990,92 \text{ kJ/kg}$$

- Sesudah *Combustion Inspection*

$$h_4 = 969,480 \text{ kJ/kg}$$

– 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 pembangkitan listrik, menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = 8,386 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \times 37,3248 \frac{\text{scf}}{\text{Nm}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35,3147 \text{ ft}^3} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times 0,75079 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

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

– Perhitungan Laju Aliran Massa Udara

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

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \frac{6,661 \frac{kg}{s} \times 51.117 \frac{kJ}{kg}}{1,247 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (1648,58 K - 681,85 K)} \\ \dot{m}_{udara} &= \frac{340.490 \frac{kJ}{s}}{1.205,5 \frac{kJ}{kg}} \\ \dot{m}_{udara} &= 282,447 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \frac{6,661 \frac{kg}{s} \times 51.117 \frac{kJ}{kg}}{1,247 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (1285,89 K - 681,57 K)} \\ \dot{m}_{udara} &= \frac{340.490 \frac{kJ}{s}}{753,587 \frac{kJ}{kg}} \\ \dot{m}_{udara} &= 451,825 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

– 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:

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{m}_{gas} &= 282,447 \frac{kg}{s} + 6,661 \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{gas} &= 289,108 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{m}_{gas} &= 451,825 \frac{kg}{s} + 6,661 \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{gas} &= 458,486 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

– Perhitungan Air Fuel Ratio

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

Sebelum Combustion Inspection

$$AFR = \frac{282,447 \frac{kg}{s}}{6,661 \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 42,04$$

Sesudah Combustion Inspection

$$AFR = \frac{451,825 \text{ kg/s}}{6,661 \text{ kg/s}}$$

$$AFR = 67,8$$

C. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Pada bab ini, akan dilakukan perhitungan unjuk kerja sistem turbin gas berdasarkan data *properties* yang didapat.

- Daya yang dibutuhkan Kompresor ($\dot{W}_c$)

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= 282,447 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (685,25 - 300,74) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{W}_c &= 108.603 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\ \dot{W}_c &= 108,431 \text{ MW}\end{aligned}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= 451,825 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (685,15 - 302,15) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{W}_c &= 173.048 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\ \dot{W}_c &= 173,048 \text{ MW}\end{aligned}$$

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

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{W}_t &= 289,108 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (1811,27 - 990,92) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{W}_t &= 237.169 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\ \dot{W}_t &= 237,169 \text{ MW}\end{aligned}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\begin{aligned}\dot{W}_t &= 458,486 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (1697,44 - 969,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{W}_t &= 333.759 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\ \dot{W}_t &= 333,759 \text{ MW}\end{aligned}$$

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

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

$$\dot{Q}_{in} = 6,661 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 51.117 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{in} = 340.490 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

- Daya Netto Instalasi Turbin Gas ($\dot{W}_{netto}$)

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\dot{W}_{netto} = (240,084 - 108,431) \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{netto} = 131,653 \text{ MW}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\dot{W}_{netto} = (333,759 - 173,048) \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{netto} = 160,711 \text{ MW}$$

- Efisiensi thermal

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{netto}}{\dot{Q}_{in}} \cdot 100\%$$

Sebelum Combustion Inspection

$$\eta_{th} = \frac{131.653 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{340.490 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \cdot 100\%$$

$$\eta_{th} = 39 \%$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\eta_{th} = \frac{160.711 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{340.490 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \cdot 100\%$$

$$\eta_{th} = 47 \%$$

- Efisiensi Kompresor

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

Sebelum Combustion Inspection

$$\eta_{kompresor} = \frac{(616,9 - 300,74) \text{ kJ/kg}}{(685,25 - 300,74) \text{ kJ/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{kompresor} = 82 \%$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\eta_{kompresor} = \frac{(619,15 - 302,15) \text{ kJ/kg}}{(685,15 - 302,15) \text{ kJ/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{kompresor} = 83\%$$

- Efisiensi Turbin

$$\eta_{kompresor} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4'} \times 100\%$$

Sebelum Combustion Inspection

$$\eta_{turbin} = \frac{1811,27 - 990,92}{1811,27 - 555,38} \times 100\%$$

$$\eta_{turbin} = 65 \%$$

Sesudah Combustion Inspection

$$\eta_{turbin} = \frac{1697,44 - 969,480}{1697,44 - 586,78} \times 100\%$$

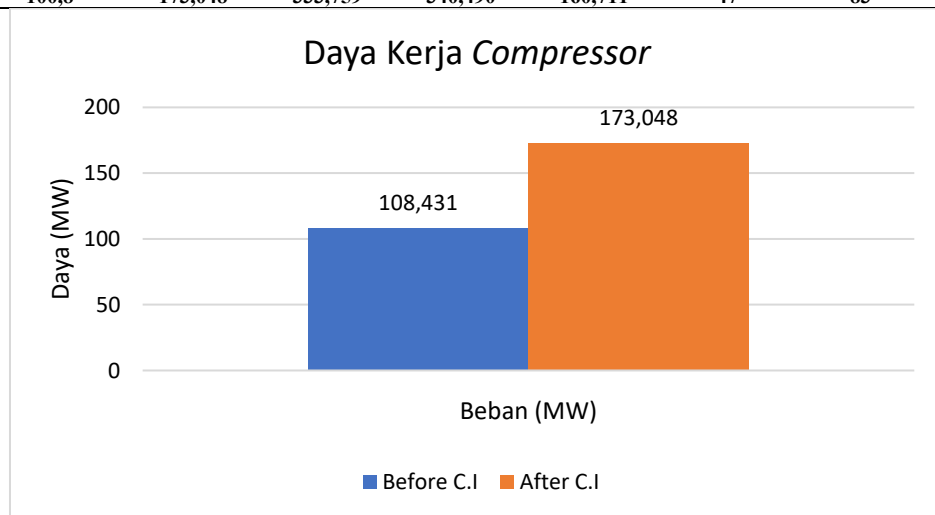
$$\eta_{turbin} = 66 \%$$

Tabel 4 Rekap Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Sebelum *Combustion Inspection*

No	Beban	W kompresor (MW)	W Turbin (MW)	Q_{in} (MW)	W Netto	EFF Thermal (%)	EFF Kompresor (%)	EFF Turbin (%)
1	100,9	108,431	237,169	340,490	131,653	39	82	62

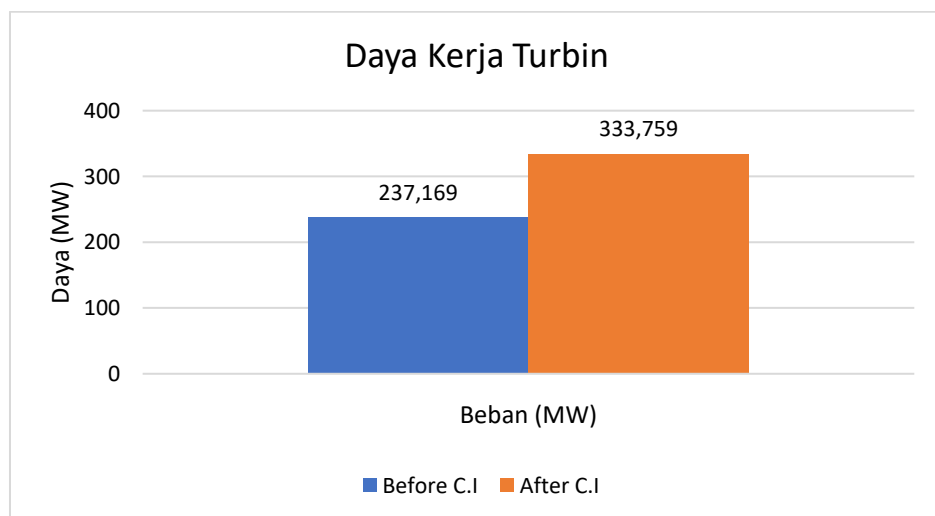
Tabel 5 Rekap Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Setelah *Combustion Inspection*

No	Beban	W kompresor (MW)	W Turbin (MW)	Q_{in} (MW)	W Netto	EFF Thermal (%)	EFF Kompresor (%)	EFF Turbin (%)
1	100,8	173,048	333,759	340,490	160,711	47	83	63



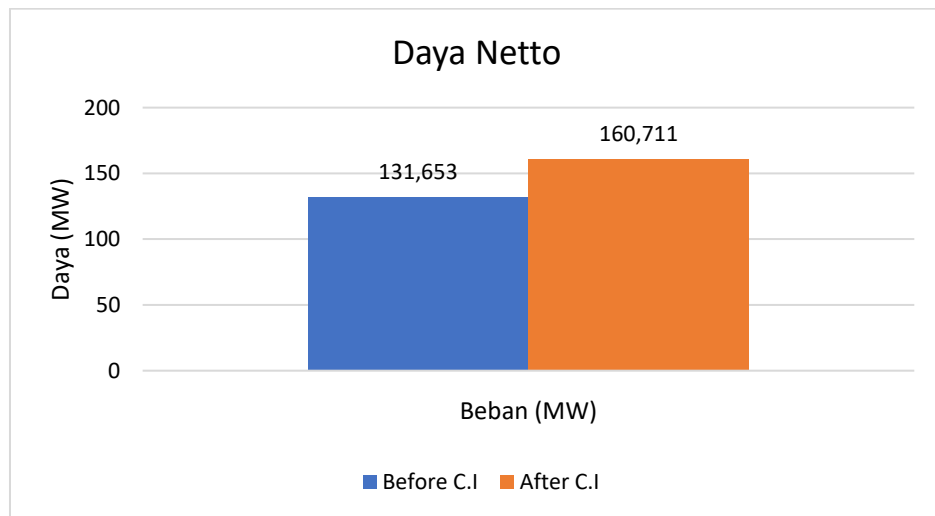
Gambar 5. Grafik Daya Kerja *Compressor*

Menunjukkan bahwa kompresor telah berhasil dipulihkan dari kondisi penurunan performa (*degradation*). Nilai yang lebih besar setelah inspeksi menandakan kompresor kini bekerja dengan kapasitas penuh (mampu mengalirkan udara dengan densitas dan laju aliran yang jauh lebih tinggi) dibandingkan saat kondisinya masih kotor



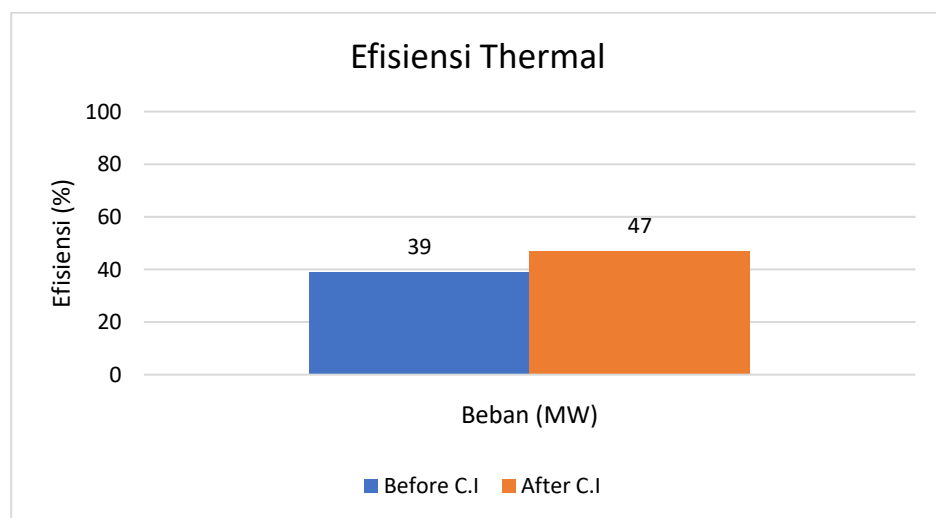
Gambar 6. Daya Kerja Turbin

Pelaksanaan kegiatan *combustion inspection* terbukti memberikan dampak positif yang signifikan terhadap kapasitas pembangkitan daya mekanis pada unit turbin. Terjadi lonjakan daya kerja turbin sebesar 96,59 MW



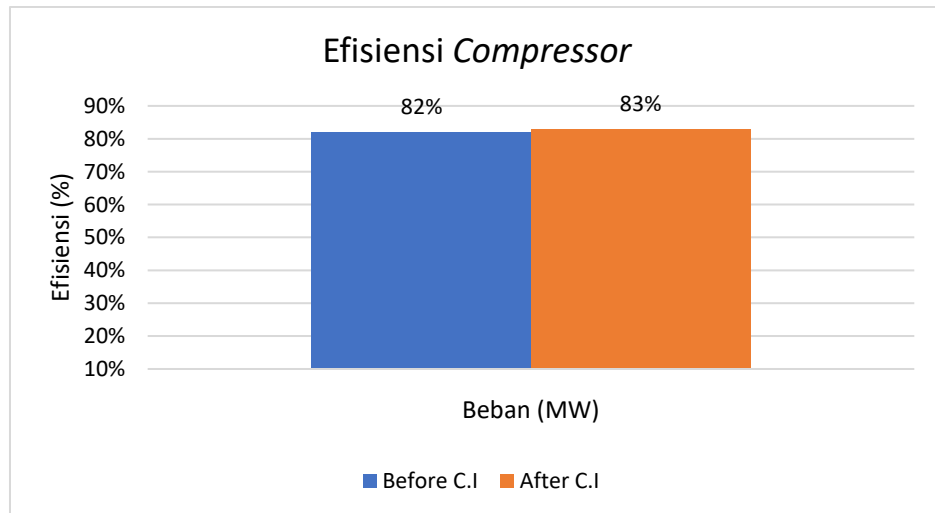
Gambar 7. Daya Netto

Jika daya *netto* sebelum *Combustion Inspection* (CI) lebih kecil dibandingkan sesudahnya, hal tersebut adalah kondisi yang sangat wajar dan memang menjadi tujuan utama dari perawatan. Artinya, proses *Inspection* tersebut berhasil memulihkan (*recovery*) performa dan efisiensi mesin yang sebelumnya telah mengalami degradasi akibat masa operasional.



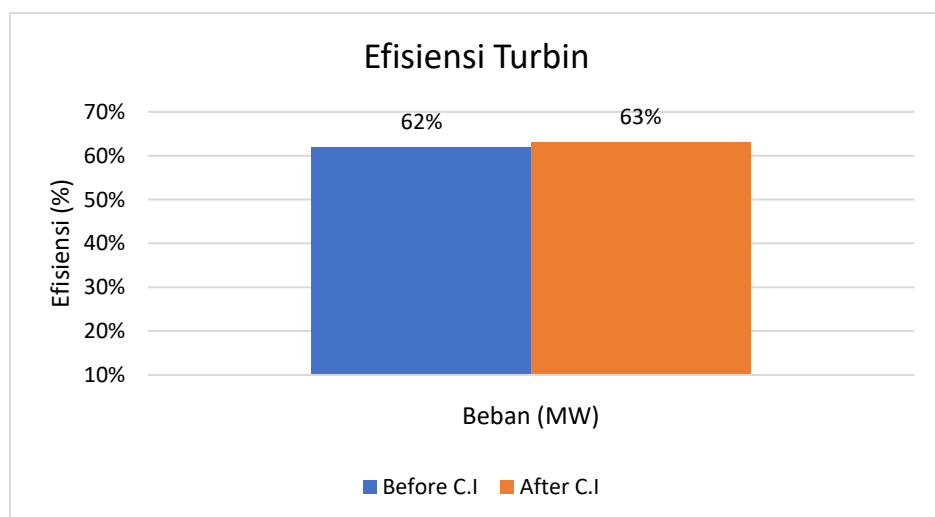
Gambar 8. Efisiensi Thermal

Peningkatan efisiensi termal dari 39% menjadi 47% adalah sebuah lompatan performa yang sangat signifikan dan positif. Artinya, kemampuan mesin dalam mengubah energi panas dari bahan bakar menjadi energi listrik atau kerja mekanis telah meningkat drastis



Gambar 9. Efisiensi *Compressor*

Membuktikan bahwa proses atau inspeksi berhasil mengembalikan kondisi geometri dan kebersihan kompresor mendekati kondisi idealnya (83%). Walau angkanya hanya naik 1%, kontribusinya sangat masif dalam menopang peningkatan laju aliran udara dan daya kerja kompresor secara keseluruhan tanpa pemborosan energi.



Gambar 10. Efisiensi Turbin

Meskipun secara angka peningkatan efisiensi terlihat linear dan berada pada angka 1%, kenaikan ini sangat krusial bagi mesin rotasi berskala megawatt. Hasil ini mengindikasikan bahwa tindakan perawatan berhasil merestorasi kualitas ekspansi gas panas di dalam turbin dengan cara meminimalkan rugi-rugi aliran (*flow losses*) akibat penumpukan material sisa pembakaran (*fouling*) maupun degradasi celah mekanis (*clearance*).

D. Perhitungan *Heat Rate*

Heat rate adalah besar energi yang digunakan oleh unit pembangkit dalam memproduksi satu unit output. Pada sub bab kali ini, akan dilakukan perhitungan *heat rate* dengan menggunakan data operasi sebelum dan sesudah dilakukan *combustion inspection*.

$$\text{Sebelum Combustion Inspection} \quad \text{HR} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \cdot \eta_t}$$

$$\text{HR} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \times 0,65}$$

$$HR = 1323,08 \frac{kcal}{kWh}$$

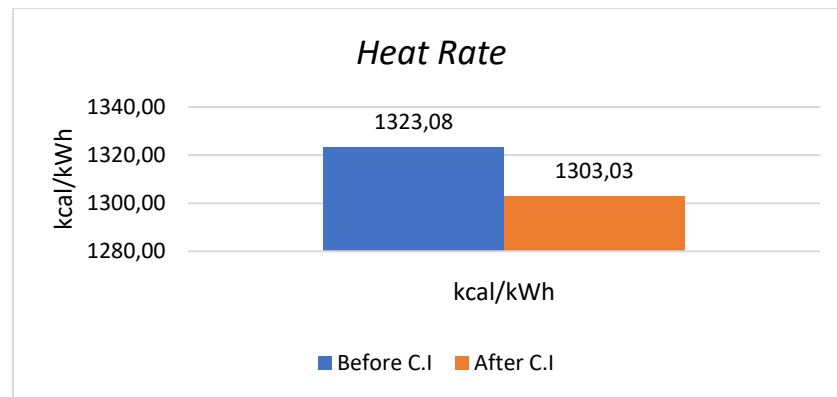
Sesudah Combustion Inspection

$$HR = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \times 0,66}$$

$$HR = 1303,03 \frac{kcal}{kWh}$$

Tabel 6 Tabel Rekap Perhitungan *Heat Rate* Sebelum dan Sesudah *Combustion Inspection*

No.	Before C.I	After C.I
1	1323,08	1303,03



Gambar 11. *Heat Rate*

Penurunan *heat rate* ini melengkapi benang merah keberhasilan dari rangkaian pemeliharaan sebelumnya. Dengan kompresor dan turbin yang bekerja lebih optimal (daya naik dan efisiensi meningkat), sistem pembangkit kini mampu beroperasi jauh lebih ekonomis dan efisien secara keseluruhan pasca-inspeksi.

E. Perhitungan *Specific Fuels Consumption*

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

Sesudah Combustion Inspection

$$SFC = \frac{6,661 \frac{kg}{s}}{131.653 \frac{kJ}{s}}$$

$$SFC = 0,1821 \frac{kg}{kWh}$$

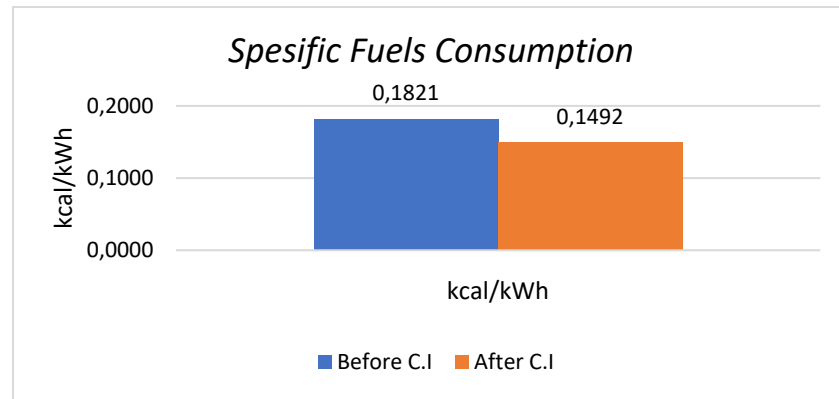
Sesudah Combustion Inspection

$$SFC = \frac{6,661 \frac{kg}{s}}{160.711 \frac{kJ}{s}}$$

$$SFC = 0,1492 \frac{kg}{kWh}$$

Tabel 7. Tabel Rekap Perhitungan *Specific Fuels Consumption* Sebelum dan Sesudah *Combustion Inspection*

No.	Before C.I	After C.I
1	0,1821	0,1492



Gambar 12. Grafik *Spesific Fuels Consumption*

Penurunan nilai SFC ini mengindikasikan bahwa jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan setiap unit daya (kWh) kini menjadi lebih sedikit. Secara teknis, hal ini melengkapi data penurunan heat rate pada tahap sebelumnya, yang berarti sistem pembangkit telah kembali ke performa optimalnya dan dapat beroperasi dengan biaya bahan bakar yang lebih hemat.

F. Biaya Penggunaan Bahan Bakar

Density bahan bakar *natural gas* yang digunakan saat operasi adalah $0,75149 \frac{kg}{m^3}$

Kapasitas aliran bahan bakar *natural gas* pada beban 100 MW setelah dilakukan *Combustion Inspection* adalah:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{bb} &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\rho} \\ \dot{V}_{bb} &= \frac{6,661 \frac{kg}{s}}{0,75149 \frac{kg}{m^3}} \\ \dot{V}_{bb} &= 8,863 \frac{m^3}{s}\end{aligned}$$

Diketahui:

- Kapasitas aliran bahan bakar pada beban 100 MW setelah dilakukan *combustion inspection* adalah

$$\dot{V}_{bb} = 8,863 \frac{m^3}{s}$$

- Harga bahan bakar *natural gas* pada saat itu (tahun 2025) adalah $7 \frac{USD}{British\ thermal\ units\ (MMBtu)}$

- Heat rate pada beban 100 MW setelah dilakukan *combustion inspection* adalah

$$\begin{aligned}HR &= 1323,08 \frac{kcal}{kWh} \\ HR &= 1303,03 \frac{kcal}{kWh}\end{aligned}$$

- 1 USD Tahun 2025 = Rp16.883

Berdasarkan data-data yang telah diketahui diatas, maka biaya yang dikeluarkan untuk membangkitkan listrik adalah:

$$Biaya = \frac{\dot{m}_{bb} \times Heating\ Value \times harga\ gas}{Beban}$$

- Harga dalam Rp/MMBtu = USD 7 x Rp16.883 = Rp118.181/MMBtu

- 1 MMBtu = 1.055.056 kJ = 28,316 m³

- Harga gas per kJ = $\frac{Rp118.181}{1.055.056} = 0,11201 \frac{Rp}{kJ}$

Sebelum Combustion Inspection

$$Biaya = \frac{6,661 \frac{kg}{s} \times 51.117 \frac{kJ}{kg} \times 0,11201 \frac{Rp}{kJ}}{131.653 \frac{kJ}{s}}$$

$$Biaya = 0,28968 \frac{Rp}{kJ} \times 3600 \frac{kJ}{kWh}$$

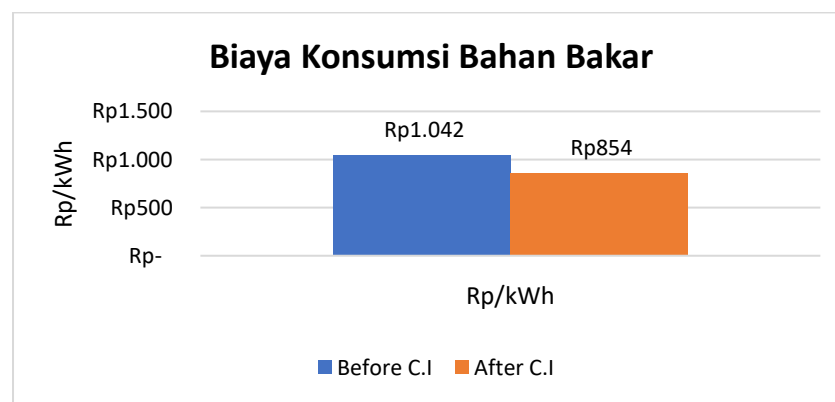
$$Biaya = 1.042 \frac{Rp}{kWh}$$

Sesudah Combustion Inspection

$$Biaya = \frac{6,661 \frac{kg}{s} \times 51.117 \frac{kJ}{kg} \times 0,11201 \frac{Rp}{kJ}}{160.711 \frac{kJ}{s}}$$

$$Biaya = 0,28 \frac{Rp}{kJ} \times 3600 \frac{kJ}{kWh}$$

$$Biaya = 854 \frac{Rp}{kWh}$$



Gambar 13. Grafik Biaya Penggunaan Bahan Bakar

Berdasarkan grafik diatas, menunjukkan bahwa biaya konsumsi bahan bakar sebelum *Combustion Inspection* sebesar Rp1.042/kWh, sedangkan biaya konsumsi bahan bakar setelah *Combustion Inspection* sebesar Rp854/kWh. Secara keseluruhan biaya yang dikeluarkan untuk bahan bakar setelah dilakukan *Combustion Inspection* memang lebih sedikit daripada sebelum *Combustion Inspection*. Sehingga bisa diartikan juga bahwa setelah dilakukan *Combustion Inspection* ini turbin gas menjadi lebih irit bahan bakar.

IV. SIMPULAN

Pelaksanaan pemeliharaan berat dengan metode *Combustion Inspection* (CI) pada Gas Turbin M701D Blok 2 Unit 3 di PT. XYZ terbukti sukses besar dalam mengembalikan dan mengoptimalkan performa pembangkit. Dari analisis data operasional pada beban 100 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, dan teman-teman yang telah membantu untuk menyelesaikan penelitian ini.

REFERENSI

- [1] M. Basha, S. M. Shaahid, and L. Al-hadhrami, "Energy Procedia Impact of Fuels on Performance and Efficiency of Gas Turbine Power Plants," vol. 14, pp. 558–565, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2011.12.975.
- [2] S. A. M. A. Pratiknyo, "Analisa Pengaruh Jenis Bahan Bakar B0, B30, B35, dan B40 Terhadap Efisiensi Termal PLTD Biak," vol. 7, no. September, pp. 111–119, 2026.
- [3] T. W. Susilo Handoko, Hendra, Hafid Suharyadi, "Optimization Of Gas Turbine Performance 2.1 Using The Combustion Inspection Method," vol. 22, no. 1, pp. 103–106, 2024.
- [4] B. Noble, B. Emerson, L. Angello, and T. Lieuwen, "Advanced Gas Turbine Combustor Health Monitoring Using Combustion Dynamics Data".
- [5] N. Mahfuzah, S. T. Difpa, and H. Ibrahim, "PERAWATAN TURBIN SEBELUM DAN SESUDAH COMBUSTION INSPECTION DI PEMBANGKIT TENAGA LISTRIK GAS," vol. 05, no. 01, pp. 21–30, 2024.
- [6] I. Pratiwi, "Jurnal Optimasi Sistem Industri Usulan Penerapan Total Productive Maintenance pada Mesin Turbin Gas," vol. 1, pp. 37–47, 2019, doi: 10.25077/josi.v18.n1.p37-47.2019.
- [7] M. I. Khamzah and R. Firdaus, "Optimizing Low-Speed Wind Turbines : The Impact of Blade Angle and Profile," vol. 1, no. 1, pp. 10–14, 2024.
- [8] M. Raihan Maulana Zulfikar, "Strategic Maintenance Boosts Global Power Plant Efficiency and Safety Pemeliharaan Strategis Meningkatkan Efisiensi dan Keselamatan Pembangkit Listrik Global," vol. 7, pp. 665–677, 2024.
- [9] S. Rahmaniar and B. P. M, "Analisis Kinerja Turbin Gas pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Unit 4 di PT PLN Indonesia Power Bali PGU," pp. 368–370.
- [10] E. Prabowo, T. Scudetto, W. Putra, and R. Ramadhan, "Evaluasi Efisiensi Turbin Gas PLTGU Muara Tawar Pasca-," vol. 2, no. 2, pp. 15–18, 2019.
- [11] R. Zulfikar, R. M., & Firdaus, "RCM II Identifies Critical GTG Components and Maintenance Strategy: RCM II Mengidentifikasi Komponen GTG yang Kritis dan Strategi Pemeliharaan. Indonesian Journal of Innovation Studies, 26(4), 10-21070.," vol. 26, no. 4, 2025, doi: 10.21070/ijins.v26i4.2131.
- [12] R. Fahrudin, A. R., Fadillah, M. I. N., & Firdaus, "Steam Turbine Performance Variation Based on Operational Parameters: Variasi Kinerja Turbin Uap Berdasarkan Parameter Operasional.," vol. 27, no. 1, pp. 1–16, 2026, doi: 10.21070/ijins.v27i1.2086.
- [13] I. D. Farilla, A. Akbar, and R. Firdaus, "Analysis of the impact of exhaust gas emissions on diesel-fueled vehicles in view from the year of manufacture (Case study on the Mitsubishi L 300 vehicle)," vol. 5, no. 1, pp. 128–133, 2024, doi: 10.37373/jttm.v5i1.916.
- [14] S. C. Laksmiana, A. Fahrudin, and A. Akbar, "Pengaruh Sudut Pengarah Aliran pada Turbin Air Crossflow tingkat Dua Terhadap Putaran dan Daya," vol. 3, no. 1, pp. 35–39, 2018.
- [15] T. H. M. Sunarwo, "ANALISA EFISIENSI TURBIN GAS UNIT 1 SEBELUM DAN SETELAH COMBUSTOR INSPECTION DI PT PLN (PERSERO) SEKTOR PEMBANGKITAN PLTGU CILEGON," vol. 12, no. 2, pp. 50–57, 2016.

Conflict of Interest Statement:

The author declares that the research was conducted in the absence of any commercial or financial relationships that could be construed as a potential conflict of interest.