ANALISIS TERMODINAMIKA PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN SESUDAH *MAJOR INSPECTION OVERHAUL* DI PLTGU UNIT GT 1.2 OMU IP CILEGON

Achmad Naufal[1], Belyamin[1], Jusafwar[1]

Politeknik Negeri Jakarta[1]

e-mail: ahmadnaufal10@gmail.com

ABSTRACT

Gas Turbine unit (GT. 1.2) Cilegon PLTGU conducted Major Inspection Overhaul (MIO) on (14 September - 6 November) 2019, from the overhaul there will be changes performance in gas turbines, to find out the changes are required thermodynamic analysis manner of calculations and results at the conditions before (August 26) and after (November 12) with a comparison graph to performance variables namely; Efficiency of gas turbine components, Specific Fuel Consumption, Air Fuel Ratio, Back Work Ratio and Heat Rate. The data used is fuel and operation data (clock variation). Processing and calculating data using Microsoft. Excel and obtained the average value of the performance variable. The conclusion is that there is an increase in efficiency performance; gas turbines by 0.72%, compressors by 0.98%, actual thermal cycles by 1.06%. There is a fixed value on the efficiency of the combustion chamber of 100%. And there is a decrease in value; The actual AFR is 0.116, the actual BWR is 0.98%, the actual SFC is 0.004387, the actual Heat rate is 222.242.

Keywords*: Efficiency, Gas Turbine Performance Comparison Analysis, Major Inspection Overhaul, Gas Turbine Maintenance*

ABSTRAK

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

Kata kunci: *Efisiensi, Analisis Perbandingan Performa Turbin Gas, Major Inspection Overhaul, Pemeliharaan Turbin Gas*

PENDAHULUAN

Pada Turbin Gas unit GT. 1.2 PLTGU Cilegon dilakukan *Major Inspection Overhaul* (MIO) dari 14 September sampai 6 November 2019 oleh Unit Jasa Pemeliharaan (UJH). MIO yaitu pemeliharaan keseluruhan pada seluruh komponen turbin gas supaya performa tetap optimal. Saat sesudah *overhaul,* akan terjadi perubahan performa pada turbin gas, sehingga untuk mengetahui performa itu diperlukan analisis termodinamika dengan variabel nya; AFR (Air Fuel Ratio), SFC (Spesific Fuel Consumption), BWR (Back Work Ratio), HR (Heat Rate) & Efisiensi; turbin, kompresor, ruang bakar, dan thermal siklus.

Pada penelitian ini, akan dilakukan perhitungan termodinamika dengan variable performa yang sama pada GT 1.2 PLTGU Cilegon saat kondisi sebelum (26 Agustus 2019) dan sesudah

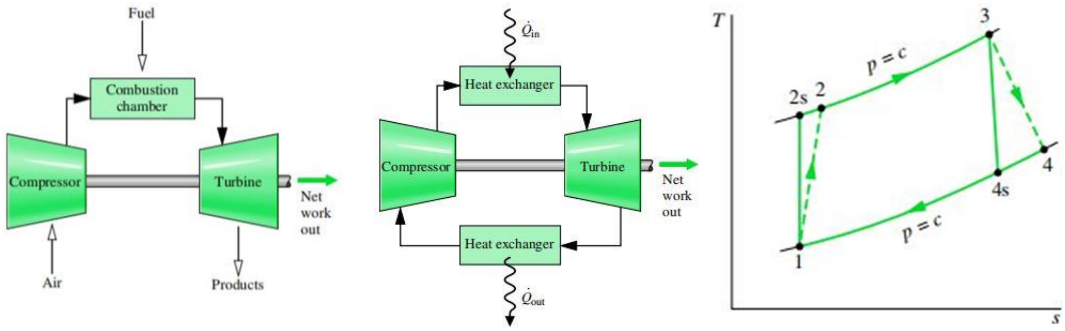
(12 November 2019) *Major Inspection Overhaul* dengan beban penuh dan variasi data jam operasi, kemudian hasil perhitungannya akan dianalisis dengan perbandingan grafik untuk diketahui perubahan performa nya dan melihat penyebab perubahan performa dari pemeliharaan yang dilakukan.

TINJAUAN PUSTAKA

Turbin Gas dan Prinsip Kerja

Turbin gas adalah penggerak mula menggunakan udara yang dimampatkan ke dalam kompresor aksial bertingkat. Dengan cara kerja, Udara bertekanan kemudian dicampur ke dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dengan bahan bakar yang berupa gas alam/bahan bakar cair lalu ditambah percikan bunga api listrik melalui busi kemudian terciptanya pembakaran luar dan masuk ke dalam sudu turbin gas aksial bertingkat. Hasil putaran turbin gas tersebut menghasilkan daya poros yang juga diperlukan untuk menggerakkan kompresor sendiri[1]

Pada Gambar 1, Turbin gas sederhana terdiri dari kompresor, ruang bakar dan turbin. Singkatnya cara kerja turbin gas dari Gambar 3 adalah udara masuk ke air inlet (titik 1) kemudian di kompresor (titik 2) dinaikan tekanan sehingga temperatur meningkat, kemudian masuk ke ruang bakar (titik 3) dan dicampur dengan bahan bakar kemudian terbentuk gas panas yang kemudian masuk ke turbin (titik 4) untuk memutar sudu-sudu turbin sehingga menggerakkan generator, sisa gas panas kemudian keluar turbin di *exhaust* untuk dibuang ke udara atau dimanfaatkan lagi untuk pembangkitan uap di PLTGU[2]



(a) (b) (c)

Gambar 1. (a) Turbin gas sederhana siklus Terbuka (b) Turbin gas sederhana siklus tertutup (c) Diagram T-S siklus bryton aktual
Sumber: Michael J. Moran, 2006.

Siklus Bryton ideal dan aktual

Siklus Bryton adalah siklus yang dipakai untuk merepresentasikan sistem pada turbin gas (*Michael J. Moran, 2006*), siklus bryton ideal adalah siklus yang terjadi pada kondisi teoritis (isentropis) yaitu tanpa disertai perubahan entropi, sedangkan siklus bryton aktual pada Gambar 2.3, adalah siklus yang terjadi pada kondisi sebenarnya yang disertai kerja bersih dari turbin dan kompresor.[3]

Siklus Ideal : proses 1-2s-3-4s-1
Siklus Aktual : proses 1-2-3-4-1

Perhitungan Siklus Bryton

Pertama, Mencari **nilai kalor spesifik bahan bakar** terlebih dahulu dari data bahan bakar Tabel 3 dan sebagai berikut:

Cp = Total nilai *n* bahan bakar $n = \left[\frac{(\text{Komposisi Komponen})}{100} \times \text{Nilai Cp Standar}\right]$

Proses Kompresi Isentropik Pada Kompresor 1-2s

$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$ k = 1.4 $h_n = \frac{(h\ atas - h\ bawah)}{(T\ atas - T\ bawah)} \times (T_n - T_{bawah}) + h_{bawah}$

hn bisa untuk mencari entalpi h1, h2 dan h2s, dengan interpolasi menggunakan tabel A-22 ideal properties of air (Michael J Moran, 2006) [3], untuk proses perhitungan selanjutnya maka kita harus mencari semua data properties yang dibutuhkan sebagai berikut:

Mencari P4 absolut (kPa), P4 Absolut = Tekanan gas keluar exhaust + Tekanan atmosfir

$T_3 = T_4 . \left(\frac{P3}{P4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$ k = 1.3 $T_{4s} = T3 . \left(\frac{P1}{P2}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$ k = 1.3

h3, h4 dan h4s:
hn = h_n = T_n x Cp, (Gannesan 1999)

Persamaan untuk menghitung kerja kompresor (Wkp) adalah sebagai berikut:

Wkp ideal = $\dot{m}_u$ x (h2-h1) Wkp aktual = Wkp ideal / Ef. Kp

Laju massa udara pembakaran (m_u) dan Efisiensi Komrpesor didapat dengan cara sebagai berikut:

$\dot{m}_u = \left[\frac{Qin - (\dot{m}f \times h3)}{h3 - h2}\right]$ (Naryono, 2013) $\eta_{komp.} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\%$ (Michael J Moran, 2006)

Untuk mencari Qin (kalor masuk ke sistem), kita ke Proses Pembakaran (2-3) sebagai berikut:

$Q_{in} = \dot{m}_f \times LHV$ $\eta_{cc} = \frac{(m_u + m_f) \cdot h_3 - m_u \cdot h_2}{m_f \times LHV} \times 100\ \%$ (P. Boyce, 2006)

Ef. Ruang bakar didapat, kemudian LHV didapat dari data enjinering, sedangkan m_f didapat dengan cara sebagai berikut:

$\dot{m}f$ (kg/s) = Qbb (Nm^3/h) × ρbb (kg/m^2)

Qbb adalah laju suplai massa bahan bakar, sedangkan ρbb adalah massa jenis udara bb. Proses gas panas masuk turbin 3-4, berupa kerja turbin dan efisiensinya sebagai berikut:

Wtb ideal = (m_u + m_f) x (h_3–h_4) Efisieni tb: $\eta_{turbin} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\%$ Wtb aktual = Wtb. x Efis.tb

Kemudian daya netto didapat:

Ideal: $\dot{W}_{netto} = \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{compressor}$ Aktual: $\dot{W}_{netto.act} = \dot{W}_{turbin.act} - \dot{W}_{compressor.act}$

Lalu bisa kita hitung performa lain dari turbin gas, *Air Fuel Ratio* adalah perbandingan udara ke bahan bakar dan *Back Work Ratio*, kerja spesifik kompresor sebagai berikut:

AFR = m_u / m_f $\quad BWR = \frac{\dot{W}_{ca}}{\dot{W}_{ta}} \times 100\ \%$ $\quad BWR = \frac{\dot{W}_{ca.act}}{\dot{W}_{ta.act}} \times 100\ \%$

Kemudian ada *Spesific Fuel Consumption*, konsumsi spesifik bahan bakar turbin gas, dan H*eat Rate*, yaitu panas yang dibutuhkan untuk membangkitkan daya, ideal dan aktual sebagai berikut:

$SFC = \frac{3600 \times m_f}{\dot{W}_{netto}}$ $\quad SFCact = \frac{3600 \times m_f}{\dot{W}_{netto.act}}$ HR ideal = SFC x LHV HR ak = SFC.act x LHV

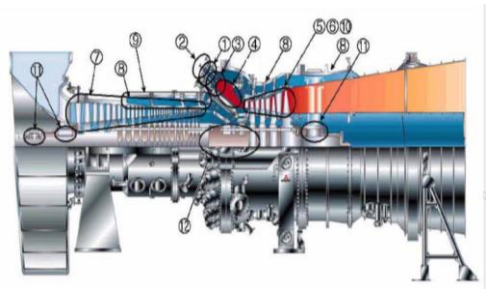
Dan performa efisiensi siklus termal, rasio perubahan energi panas menjadi kerja sebagai berikut:

Ideal, $\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto}}{m_f \times LHV} \times 100\%$ Aktual, $\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto.act}}{m_f \times LHV} \times 100\%$

Spesifikasi Turbin Gas GT. 1.2 OMU PLTGU Cilegon pada Tabel 1

Tabel 1. Spesifikasi GT. 1.2

Tipe Turbin	M701 F, Axial Flow
Desain	Mitsubishi Heavy Industries (MHI Japan)
Putaran	3000 rpm
Jumlah tingkat Turbin	4
Tipe Ruang bakar	Cannular
Jumlah ruang bakar	20
Tipe Kompresor	Axial Flow
Jumlah tingkat kompresor	17
Tipe Bahan Bakar	Natural Gas



Gambar 2. Pemeliharaan MIO GT. 1.2
Sumber: Mitsubishi Heavy Industries, LTD. (2004)

Pemeliharaan *Major Inspection Overhaul* (MIO**) GT. 1.2, 14 september-6 November 2019**

Merupakan pemeliharaan menyeluruh tipe *shutdown inspection* (kondisi unit tidak beroperasi) pada Scope Mekanik pada turbin gas; air intake, area komponen turbin gas (turbin, kompresor, ruang bakar), auxiliary area, piping, bearing, serta temuan dan treatmentnya.[6] Pemeliharaan lainnya pada HRSG, serta scope lainnya seperti elektrik dan instrumen kontrol.

Pemeliharaan meliputi; pembersihan, pergantian, modifikasi, inspek; *cracking, leaks, abnormal wear, clearance limits, missing hardware.*

Data Operasi sebelum dan Sesudah Overhaul

Tabel 2. Data Operasi yang sudah dikonversi sebelum dan sesudah MIO

Data Operasi & Hasil Perhitungan		Sebelum MIO			Sesudah MIO		
		Jam 00:00	Jam 03:00	Jam 06:00	Jam 00:00	Jam 03:00	Jam 06:00
Diketahui	Satuan	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO
Temperatur udara masuk Kompresor (T1)	Kelvin	300.85	298.45	299.25	302.65	301.75	301.15
Temperatur udara komrpesi (T2)	Kelvin	714.15	712.15	712.15	714.15	712.15	711.15
Temperatur keluar turbin (T4)	Kelvin	876.15	874.15	874.15	859.15	852.15	851.15
Tekanan udara masuk kompresor (P1)	kPa	100.69	100.69	100.69	100.71	100.71	100.71
Tekanan udara kompresi masuk ke ruang bakar (P2)	kPa	1578.87	1588.68	1588.68	1578.87	1569.06	1578.87
Tekanan Exhaust absolute (P4)	kPa	104.02	104.13	104.12	101.27	101.25	101.27
P3 = P2 Tekanan di ruang bakar	kPa	1578.87	1588.68	1588.68	1578.87	1569.06	1578.87
Laju suply massa bahan bakar (Qbb)	kNm3/h	66.30	67.14	66.91	64.79	64.47	63.95
Panas Spesifik bahan bakar (Cp)	kJ/kg.K	2.101	2.101	2.101	2.148	2.148	2.148
LHV	kJ/kg	44450.64	44450.64	44450.64	44310.03	44310.03	44310.03

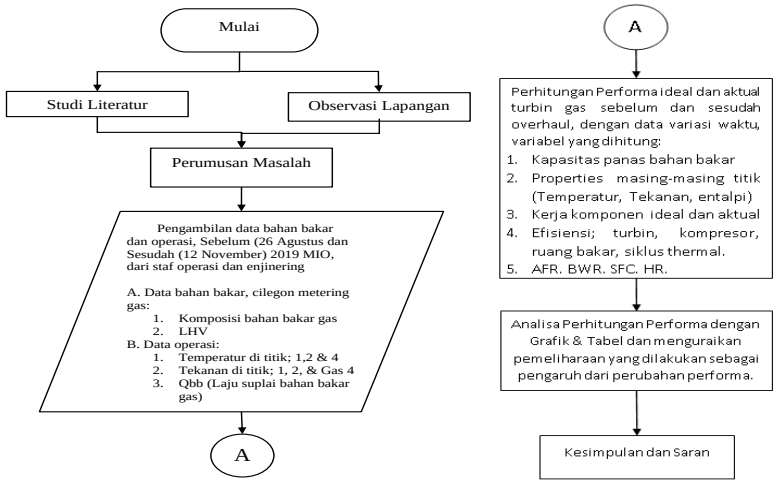
Data Bahan bakar didapat dari sebagai berikut

Tabel 3. Data bahan bakar sebelum dan sesudah MIO

A Data Bahan Bakar 26 Agustus 2019				B Data Bahan Bakar 12 November 2019			
Komponen	Komposisi (value=%)	Cp standar (kJ/kg.K)	Cp komponen	Komponen	Komposisi (value=%)	Cp standar (kJ/kg.K)	Cp komponen
Methane	89.62937	2.22	1.98977206	Methane	86.87693	2.22	1.92866785
Ethane	4.369075	1.75	0.07645881	Ethane	3.445459	1.75	0.06029553
Propane	2.937814	1.5	0.04406721	Propane	3.014109	1.5	0.04521164
n-butane	0.63897	1.675	0.01070275	n-butane	0.540106	1.675	0.00904678
Isobutane	0.90789	1.67	0.01516176	Isobutane	1.108405	1.67	0.01851036
N-pentane	0.20015	1.67	0.00334251	N-pentane	0.068999	1.67	0.00115228
Isopentane	0.302547	0.228	0.00068981	Isopentane	0.322392	0.228	0.00073505
Nitrogen	0.687132	1.04	0.00714617	Nitrogen	0.534813	1.04	0.00556206
Karbondioksida	0.031938	0.821	0.00026956	Karbondioksida	3.723464	0.821	0.03142604
hexane	0.294119	0,165	0.0004853	hexane	0.364328	0,165	0.00060114
Total	99.99	Cp total	2.14761063	Total	99.99	Cp total	2.10060758

Sumber: gas metering PHE PLTGU Cilegon

METODE



Gambar 4. Flowchart Metode Penelitian Analisis Performa turbin gas sebelum dan sesudah

Penjelasan, Dari studi literatur & observasi didapat perumusan masalah dan data yang harus dipakai, Didapat; Data bahan bakar, komposisi bahan bakar dan LHV sebelum dan sesudah (26 Agt. & 12 Nov, 2019) MIO, Data operasi sebelum dan sesudah pada jam 00:00, 03:00, dan 06:00 seperti pada Tabel 1.

Setelah didapat, data diolah dan dihitung menggunakan microsoft excel yang sudah dimasukkan rumus termodinamika, sehingga didapat data operasi dan hasil perhitungan pada pembahasan, kemudian dari variasi 3 data jam operasi, dibuat nilai rata-rata, kemudian didapat nilai rata-rata variable performa aktual sebelum dan sesudah MIO, kemudian dianalisa performa dari sudut pandang termodinamik sehingga didapat kesimpulan.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data Hasil Perhitungan Properties

Tabel 4. Hasil Perhitungan Properties dan Bahan Bakar

Hasil Perhitungan Properties dan Bahan Bakar							
Variabel perhitungan		Sebelum MIO			Sesudah MIO		
	satuan	Didapat					
Temperatur isentropis udara kompresi (T2s)	Kelvin	660.51	656.40	658.16	664.43	661.27	661.13
Temperatur di ruang bakar(T3)	Kelvin	1641.22	1639.42	1639.45	1619.37	1603.94	1604.29
Temperatur exhaust isentropis (T4s)	Kelvin	869.59	867.40	867.41	858.05	851.10	850.06
Didapat							
Laju massa bahan bakar(mf)	kg/s	13.31	13.48	13.44	13.01	12.95	12.84
Laju udara pembakaran (mu)	kg/s	200.78	203.46	202.76	193.23	194.65	192.92
Kalor masuk sistem (Qin)	kJ/s	591851.74	599341.38	597314.98	576498.11	573721.73	569023.26
Didapat							
Entalpi titik 1 (h1)	kJ/kg	301.05	298.63	299.44	302.86	301.95	301.35
Entalpi titik 2 (h2)	kJ/kg	728.51	726.36	726.36	728.51	726.36	725.28
Entalpi titik 3 (h3)	kJ/kg	3447.70	3443.92	3444.00	3477.78	3444.64	3445.40
Entalpi titik 4 (h4)	kJ/kg	1840.53	1836.33	1836.33	1845.12	1830.09	1827.94
Entalpi titik 2 isentropis (h2s)	kJ/kg	671.02	666.65	668.52	675.19	671.83	671.68
Entalpi titik 4 isentropis (h4s)	kJ/kg	1826.74	1822.14	1822.18	1842.76	1827.83	1825.61

Data Hasil Perhitungan Performa

Tabel 5. Perhitungan Performa Ideal dan Aktual

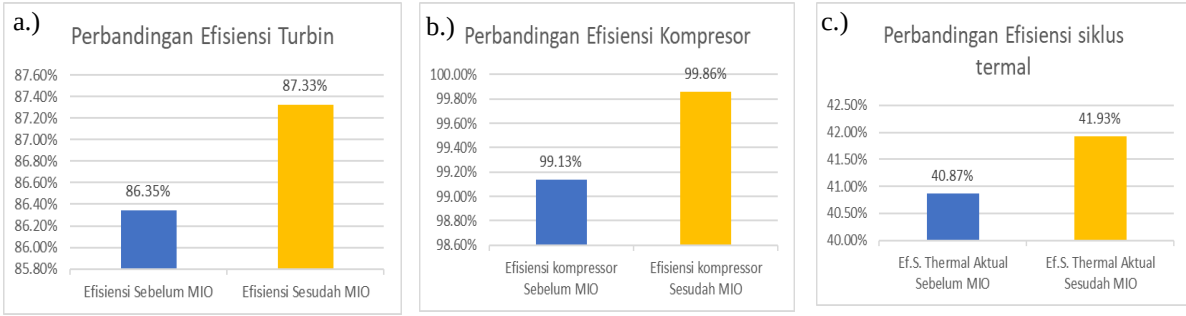
Data & Hasil Perhitungan		Sebelum MIO			Sesudah MIO		
Didapat	satuan	Jam 00:00	Jam 03:00	Jam 03:00	Jam 00:00	Jam 03:00	Jam 03:00
Efisiensi kompresor	%	86.55%	86.04%	86.45%	87.47%	87.15%	87.36%
Efisiensi turbin	%	99.15%	99.13%	99.13%	99.86%	99.86%	99.86%
Efisiensi ruangbakar	%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%
Hasil perhitungan Ideal							
Didapat	satuan	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO
Wkp (Kerja kompresor)	kJ/s	85825.27	87023.09	86563.45	82251.29	82611.88	81787.10
Wtb (Kerja Turbin)	kJ/s	344080.41	348751.87	347579.34	336726.54	335182.53	332818.96
Wnett (Kerja netto)	kJ/s	258255.14	261728.78	261015.88	254475.24	252570.66	251031.85
Efisiensi Siklus thermal	%	43.64%	43.67%	43.70%	44.14%	44.02%	44.12%
AFR (Air Fuel Ratio)		15.079	15.089	15.089	14.852	15.034	15.023
BWR (Back Work Ratio)	%	24.94%	24.95%	24.90%	24.43%	24.65%	24.57%
SFC (Spesific Fuel Consumption)	kg/kWh	0.186	0.185	0.185	0.184	0.185	0.184
HR (Heat Rate)		8250.237	8243.759	8238.326	8155.580	8177.507	8160.254
Hasil perhitungan Aktual							
Didapat	satuan	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sebelum MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO	Sesudah MIO
Wkp (Kerja kompresor)	kJ/s	99163.07	101142.51	100129.03	94029.87	94790.88	93624.37
Wtb (Kerja Turbin)	kJ/s	341154.27	345700.55	344546.83	336241.47	334715.17	332339.52
Wnett (Kerja netto)	kJ/s	241991.19	244558.04	244417.80	242211.60	239924.29	238715.15
Efisiensi Siklus thermal	%	40.89%	40.80%	40.92%	42.01%	41.82%	41.95%
BWR (Back Work Ratio)	%	29.07%	29.26%	29.06%	27.96%	28.32%	28.17%
SFC (Spesific Fuel Consumption)	kg/kWh	0.198	0.198	0.198	0.193	0.194	0.194
HR (Heat Rate)		8804.726	8822.564	8797.780	8568.513	8608.542	8581.289

Data Hasil Perhitungan nilai rata-rata dari 3 data

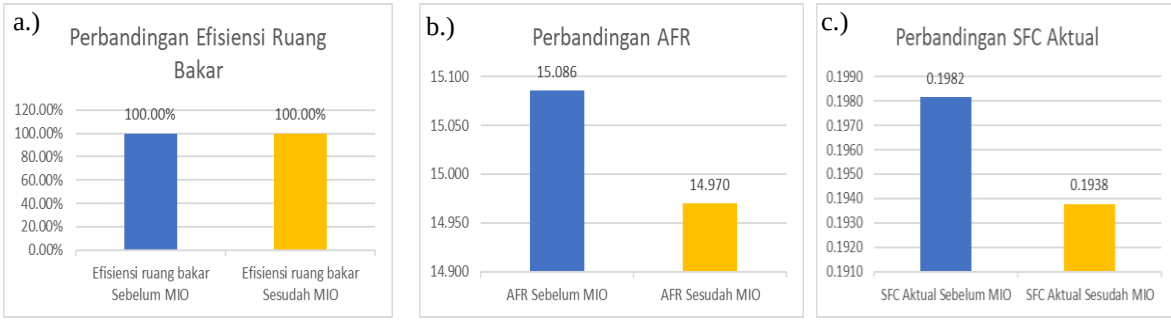
Tabel 6. Nilai Rata-rata performa untuk perbandingan

Nilai Rata-rata dari 3 data			
Didapat	satuan	Sebelum MIO	Sesudah MIO
Efisiensi kompresor	%	86.35%	87.33%
Efisiensi turbin	%	99.13%	99.86%
Efisiensi ruang bakar	%	100.00%	100.00%
Hasil perhitungan Aktual			
Didapat	satuan	Sebelum MIO	Sesudah MIO
Efisiensi Siklus thermal	%	40.87%	41.93%
AFR (Air Fuel Ratio)		15.086	14.970
BWR (Back Work Ratio)	%	29.13%	28.15%
SFC (Spesific Fuel Consumption)	kg/kWh	0.198	0.194
HR (Heat Rate)		8808.357	8586.115

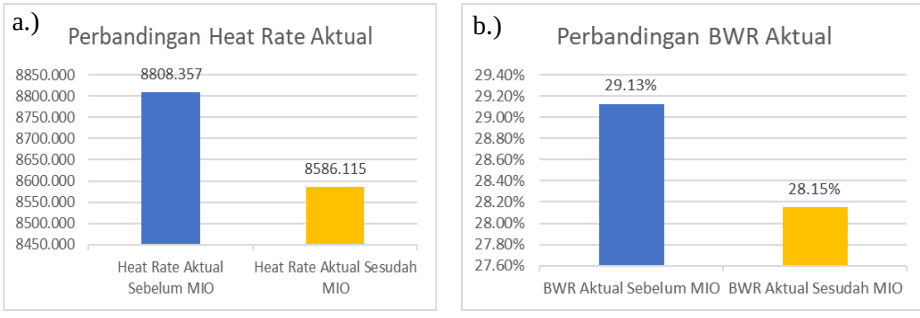
Grafik Perbandingan nilai rata-rata aktual performa (Tabel 6) sebelum dan sesudah MIO



Gambar 5 Grafik Perbandingan Efisiensi; a.) Turbin, b.) Kompresor, c.) Siklus Thermal.



Gambar 6 Grafik Perbandingan; a.) Efisiensi Ruang Bakar, b.) *AFR* dan c.) *SFC*:



Gambar 7 Grafik Perbandingan; a.) *Heat Rate,* b.) BWR.

Pembahasan Data

Menurut (M. M. Rahman,2011), yang mempengaruhi Efisiensi siklus termal adalah;
1. Efisiensi Siklus termal meningkat dengan rasio kompresi suhu masuk turbin lebih tinggi.
2. Efisiensi Siklus termal meningkat dengan menurunkan suhu lingkungan dan udara ke rasio bahan bakar (AFR) tetapi akan menurun dengan meningkatnya suhu exhaust (T4). [7]

Terbukti dari tabel 4 dan 5 properties dan perhitungan sesudah MIO, temperatur masuk ke kompresor (T1) meningkat karena perbaikan *Air Intake*, dan rasio kompresi turbin (P3/P4) juga meningkat karena menurunnya tekanan gas di exhaust sehingga temperatur exhaus (T4) juga berkurang. Kemudian nilai *AFR* berkurang dari 15.086 menjadi 14.970, berkurang sebesar 0.116. disebabkan kerja komponen turbin gas (turbin, komrpesor, ruang bakar) berkurang sehingga terjadi penghematan pemakaian bahan bakar juga dari campuran udara yang lebih sedikit.

Dari pemaparan diatas menjadi penyebab kenaikan nilai rata-rata efisiensi antara sebelum dan sesudah MIO pada; turbin dari 99.13 menjadi 99.86 %, peningkatan sebesar 0.72 % (terjadi penghematan daya dan bahan bakar), kompresor dari 86.35 % menjadi 87.33 %, peningkatan sebesar 0.98 % (terjadi penghematan daya dan bahan bakar), siklus termal dari 40.87 menjadi 41.93 %, peningkatan sebesar 1.06 %, maka semakin besar energi panas yang menjadi kerja.

Gambar 6 & 7, Dari penurunan kerja kompresor aktual Tabel 5, maka kerja komrpesor menjadi lebih hemat, nilai *BWR aktual* juga berkurang dari 29.13 % menjadi 28.15 %, nilai nya berkurang sebesar 0.98 %. nilai *SFC* aktual berkurang dari 0.19816, menjadi 0.19377, nilai nya berkurang sebesar 0.004387 karena kandungan fuel di campuran *AFR* berkurang, sehingga nilai *Heat Rate* aktual ikut berkurang dari 8808.357, menjadi 8586.115, berkurang 222.242,semakin kecil HR semakin baik, karena panas yang dibutuhkan untuk membangkitkan daya semakin kecil.

Sedangkan untuk efisiensi ruang bakar, performanya tetap 100% sebelum dan sesudah MIO, tetapi kalor masuk Qin menjadi lebih hemat karena panas pembakaran merata dan bahan bakar berkurang.

KESIMPULAN

1. Terjadi peningkatan pada; efisiensi turbin sebesar 0.72 %, efisiensi kompresor sebesar 0.98 %, efisiensi siklus thermal aktual sebesar 1.06 %.
2. Tidak terjadi perubahan pada nilai rata-rata efisiensi ruang bakar. Nilai rata-rata efisiensi sebelum dan sesudah MIO adalah 100%.
3. Terjadi penurunan pada nilai rata-rata; AFR sebesar 0.116, BWR aktual sebesar 0.98 %, SFC aktual sebesar 0.004387, Heat Rate aktual sebesar 222.242.
4. Semakin tinggi efisiensi maka semakin tinggi penghematan pada daya dan bahan bakar maka nilainya semakin baik.
5. Semakin kecil nilai performa; AFR, BWR SFC dan *Heat Rate*, maka semakin baik menghemat kerja turbin, nilainya semakin baik.
6. Dari analisa, peningkatan efisiensi dan penurnan nilai performa (AFR, BWR, SFC, dan HR) akibat naiknya temperatur masuk ke kompresor dan meningkatnya rasio kompresi turbin gas. Yang disebabkan pemeliharaan pada; air intake, area komponen turbin gas (turbin, kompresor, ruang bakar), auxiliary area, piping, bearing, serta temuan pada MIO.

DAFTAR PUSTAKA

[1] Arismunandar, Wiranto, (2002). Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi, edisi ke 1, Bandung. Penerbit ITB. P 39.

[2] Inisiator Aceh Power Investment, (2008). Turbin Gas. e jurnal.

[3] Moran, (2006). Michael J. dan Howard N. Shapiro.1988. "Fundamental of Engineering Thermodynamic" 5th edition. New York: John.Wiley & Sons, Inc.

[4] Boyce, Meherwan P, (2006). Gas Turbine Engineering Handbook 3rd Ed. Melbourne: Gulf Proffesional Publishing.

[5] Naryono, Dkk, (2013). Analisis Efisiensi Turbin Gas Terhadap Beban Operasi Pltgu Muara Tawar Blok 1. Saintek Vol. 7 No. 2. P 86.

[6] MHI, (2004). Gas Turbine M701 F. Construction Features Volume 3. Mitsubishi Heavy Industries.

[7] M. M. Rahman, Thamir K. Ibrahim, Ahmed N. Abdalla, (2011). Thermodynamic performance analysis of gas-turbine power-plant. International Journal of the Physical Sciences Vol. 6(14), pp. 3539-3550.