

# ANALISIS KERUGIAN ENERGI SISTEM TURBIN GAS DI PLTGU BLOK III PT. X, CIKARANG, BEKASI

Komarudin<sup>1</sup>, Muhammad Rizqi Fauzi Rahman<sup>2</sup>

Program Studi Teknik Mesin, Institut Sains dan Teknologi Nasional, Jakarta Selatan<sup>1 2</sup>

email<sup>1</sup> : komarudin.mt@gmail.com

---

## Abstract

*Gas Turbine Generator (GTG) 8 operates since January 2010. The problem that occurs from the gas turbine system is decreasing of electrical power. From the commissioning data, GTG 8 is capable of generating 120.2 megawatts of electrical power. In March 2017 GTG 8 was only able to generate electricity by 109.1 megawatts. There was a decrease of 9.23% of electric power capacity. Overview of thermal efficiency and heat loss needs to be done to find out improvement opportunities and recommendations. At commissioning period, thermal efficiency reaches 32.06% while from 2013 to 2017 the average thermal efficiency value reaches only 29.25%. From the data obtained rate of efficiency decreasing 2.81%. At commissioning, the resulting heat loss only reached 135.03 MW. The current operating conditions average heat loss reached 172.50 MW. There was a deviation of 37.47 MW or 21.7%. Based on calculations and data, one factor that can decrease of thermal efficiency and increase heat loss is the compression temperature. The increase in compression temperature is caused by the dust and impurities that enter into the compressor that precipitates on the compressor blades so that the compressed air temperature tends to increase. Dust and impurities can be reduced by the offline water wash method. This process can lower the compression temperature from 693.68 °F to 690.62 °F. A decline of 3.06 °F. This results in actual work of the compressor decreasing from 153.26 Btu / lb to 152.13 Btu / lb. Turbine thermal efficiency tends to increase from 29.02% to 29.43% or increase by 0.41%. After the offline water wash process, the generator generated power reaches 110.50 MW. Increases 4 MW or 3.62% compared to before the compressor is cleaned. The increase causes the system's heat loss to decrease by 5.2 MW or 2.96%.*

*Keywords: Gas Turbine Generator; Thermal efficiency; Heat loss; Offline water wash; Temperature compression; Actual Compressor Work*

---

## PENDAHULUAN

Pada era globalisasi ini kemajuan dalam hal teknologi sangatlah pesat. Hal tersebut berpengaruh pada melonjaknya kebutuhan energi terutama energi listrik. Oleh karena itu, upaya meningkatkan efisiensi peralatan pembangkit listrik sangat berguna agar ketersediaan energi di masa depan dapat tercapai.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) termasuk mesin pembangkit listrik yang menggunakan energi fosil sebagai sumber energinya. PT. X merupakan salah satu perusahaan pembangkit listrik yang menggunakan sumber energi fosil sebagai sumber energinya. PLTGU PT. X menggunakan gas alam sebagai sumber energinya.

Dalam penelitian ini, penulis fokus terhadap sistem turbin gas yaitu pembangkit listrik tenaga gas (PLTG). Sistem ini terdiri dari kompresor, ruang bakar, dan turbin gas.

Sistem turbin gas di blok III terdiri dari GTG (*Gas Turbine Generator*) 8 dan GTG (*Gas Turbine Generator*) 9. GTG 8 beroperasi sejak Januari 2010. Masalah yang terjadi dari sistem turbin gas tersebut adalah penurunan daya listrik yang dapat dibangkitkan. Dari data commissioning, GTG 8 mampu membangkitkan daya listrik sebesar 120.2 megawatt. Pada Maret 2017 GTG 8 hanya mampu membangkitkan daya listrik sebesar 109.1 megawatt. Terjadi penurunan sebesar 9.23% kapasitas daya listrik. Dari data tersebut maka perlu adanya tinjauan lebih dalam mengenai kinerja sistem turbin gas. Perbandingan data awal operasi dengan data terbaru menjelaskan bahwa terjadi kerugian - kerugian yang menyebabkan kinerja dari sistem turbin gas menurun. Oleh karena itu, diperlukan suatu analisis mengenai kerugian energi untuk mengetahui besarnya energi yang terbuang pada sistem turbin gas. Dengan analisis tersebut, dapat diidentifikasi peluang

optimalisasi untuk meningkatkan efisiensi termal sistem.

Proses perhitungan dilakukan dengan analisis termodinamika dan mengacu pada *Test Performance Code* dari standar ASME. Data – data kondisi kerja turbin gas didapatkan dari data operasi PLTGU PT. X Blok III berupa data *log sheet*. Prosentase penurunan kinerja sistem turbin gas dilakukan dengan cara membandingkan data ketika *commissioning* dan data operasional sehingga akan terlihat besar kerugian – kerugian akibat operasional pembangkit.

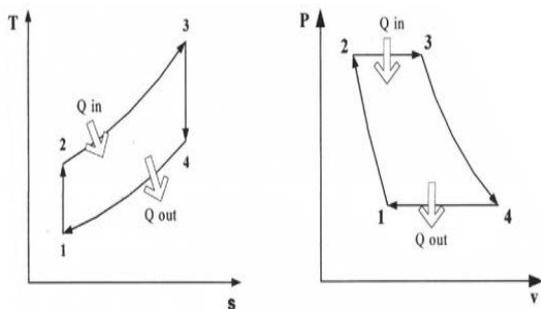
## TINJAUAN PUSTAKA

### Turbin Gas

Turbin gas merupakan pesawat kalor yang tergolong dalam *Internal Combustion Engine* (ICE) atau sering disebut dengan mesin pembakar dalam. Sebagai sumber energi dan turbin gas adalah fluida gas yang diperoleh, dan gas hasil pembakaran bahan bakar di ruang bakar (*Combustion Chamber*). Bahan bakar yang digunakan untuk turbin gas antara lain bahan bakar cair (*Distillate*) seperti HSD atau IDO juga dapat digunakan gas bumi atau gas alam (LNG = *Liquid Natural Gas*).

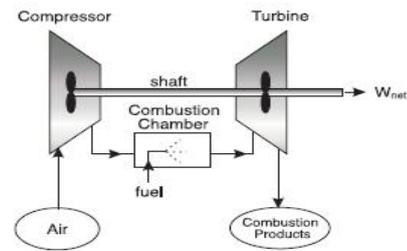
Turbin gas adalah suatu penggerak mula yang memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Di dalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan roda turbin sehingga menghasilkan daya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor dan bagian turbin yang diam disebut stator. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban (generator listrik, pompa, kompresor dan sebagainya). Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin gas (Arismunandar, 2002).

Siklus ideal dapat digambarkan melalui diagram T – s dan P – v sebagai berikut:



Gambar 1 Diagram T – s dan P – v Siklus Ideal

Sumber: (Michael J. Moran, 2007)



Gambar 2 Diagram T-s dan P-v  
Sumber: (Michael J. Moran, 2007)

Proses – proses yang terjadi dari diagram T – s dan P – v adalah sebagai berikut:

- Proses 1 – 2: Proses kompresi isentropis pada kompresor
- Proses 2 – 3: Proses pembakaran pada tekanan konstan (isobar) di dalam ruang bakar dan adanya pemasukan panas.
- Proses 3 – 4: Proses ekspansi isentropik pada turbin.
- Proses 4 – 1: Proses pembuangan kalor pada tekanan konstan.

Turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus brayton. Siklus ini merupakan siklus ideal untuk sistem turbin gas sederhana dengan siklus terbuka. Pada dasarnya siklus ini terdiri dari dua proses isobar dan dua proses isentropik.

Siklus ideal adalah siklus yang dibangun berdasarkan asumsi sebagai berikut:

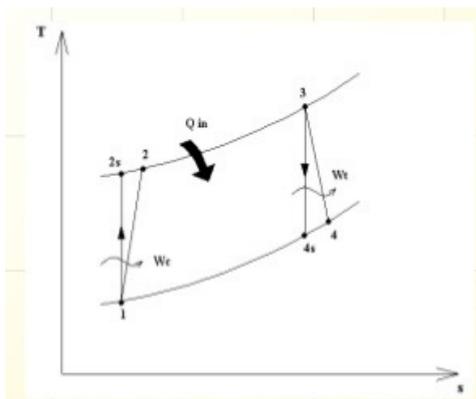
- Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara reversible dan adiabatik isentropis.
- Perubahan energi kinetik dari fluida kerja diantara sisi masuk dan sisi keluar setiap kompresor diabaikan.
- Tidak ada kerugian tekanan pada sisi masuk ruang bakar dan keluar gas.
- Fluida kerja dianggap ideal dengan panas jenis konstan.
- Massa aliran gas dianggap konstan.

Proses – proses yang dijelaskan di atas berlaku secara teoritis, tetapi secara aktual terjadi penyimpangan – penyimpangan dari proses yang ideal. Penyimpangan – penyimpangan itu adalah:

- Fluida kerja bukanlah gas ideal dengan panas spesifik konstan
- Laju aliran fluida kerja tidak konstan.
- Proses yang terjadi pada setiap komponen tidak adiabatik dan reversibel, karena ada kerugian energi akibat gesekan, perpindahan panas dan faktor lainnya.
- Proses kompresi di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropis.
- Terjadi penurunan tekanan pada ruang bakar (Ruseno, 2013).

Kerugian – kerugian di atas akan mempengaruhi efisiensi dari siklus. Untuk losses tersebut dapat

dilihat pada diagram siklus aktual pada Gambar 3 berikut.



Gambar 3 Diagram T-s Siklus Aktual  
Sumber: (Michael J. Moran, 2007)

Dari diagram siklus aktual dapat menjelaskan bahwa:

- Proses kompresi berlangsung secara aktual yaitu menurut garis 1 – 2, sedangkan pada proses ideal terjadi secara isentropis (1 – 2s).
- Proses ekspansi berlangsung secara aktual, yaitu menurut garis 3 – 4, sedangkan pada proses ideal secara isentropis (3 – 4s).

### Performa Turbin Gas

#### a. Kerja Kompresor

Udara kompresi dibutuhkan dalam sistem turbin gas. Udara ini digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar. Untuk mengetahui besar kerja yang dilakukan oleh kompresor dapat menggunakan Persamaan 1 berikut.

$$W_c = m_{air,comb}(h_2 - h_1) \dots \dots \dots 1$$

Dimana:

- Wc : Daya Kompresor (Btu/h)
- m<sub>air,comb</sub> : Laju aliran udara (lb/h)
- h<sub>2</sub> : Entalpi keluar kompresor (Btu/lb)
- h<sub>1</sub> : Entalpi masuk kompresor (Btu/lb)

#### b. Kerja Turbin Gas

Gas hasil pembakaran dari ruang bakar masuk menuju turbin untuk memutar sudu – sudu turbin gas yang nantinya dikonversi menjadi energi kinetik untuk memutar generator agar dapat menghasilkan listrik. Untuk mengetahui kerja dari turbin gas dapat menggunakan Persamaan 2, berikut.

$$W_t = m_{exhaust}(h_3 - h_4) \dots \dots \dots 2$$

Dimana:

- W<sub>t</sub> : Daya Turbin (Btu/h)
- m<sub>exh</sub> : Laju aliran massa exhaust (lb/h)
- h<sub>3</sub> : Entalpi masuk turbin (Btu/lb)
- h<sub>4</sub> : Entalpi keluar turbin (Btu/lb)

#### c. Efisiensi Termal Turbin Gas

Kinerja dari sistem turbin gas dapat dilihat dari efisiensi termal, efisiensi termal merupakan ukuran tanpa dimensi yang menunjukkan performa peralatan termal termasuk turbin gas. Panas yang masuk adalah energi yang didapatkan dari sumber energi. Output yang diinginkan dapat berupa panas atau kerja, atau mungkin keduanya. Untuk menghitung efisiensi termal dapat menggunakan Persamaan 3.

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_{in}} = \frac{W_t - W_c}{(m_{exhaust} \cdot h_3) - (m_{air,comb} \cdot h_2)} * 100\% \dots \dots \dots 3$$

Dimana:

- η<sub>th</sub> : Efisiensi termal turbin gas (%)
- W<sub>cycle</sub>: Output kerja turbin gas (Btu/h)
- Q<sub>in</sub> : Panas masuk ke sistem (Btu/h)

#### d. Heat loss

Untuk mengetahui total panas yang terbuang pada sistem turbin gas dapat dihitung dengan menghitung selisih antara listrik yang dibangkitkan generator dengan daya yang dibutuhkan dari awal udara masuk menuju kompresor hingga menuju exhaust sistem turbin gas. Persamaan 4 dibawah digunakan untuk menghitung total panas yang terbuang.

$$Q_{loss} = (m_{air,excess} \cdot (h_1 - h_4)) + (m_{comb,prod} \cdot h_3) + (m_{air,comb} \cdot h_1) + (m_{fuel} \cdot LHV) - Q_{elect} \dots \dots \dots 4$$

Dimana:

- Q<sub>loss</sub> : Total panas yang terbuang (Btu/h)
- LHV : low heating value bahan bakar gas (Btu/lb)
- Q<sub>elect</sub> : Daya yang dihasilkan generator (Btu/h)

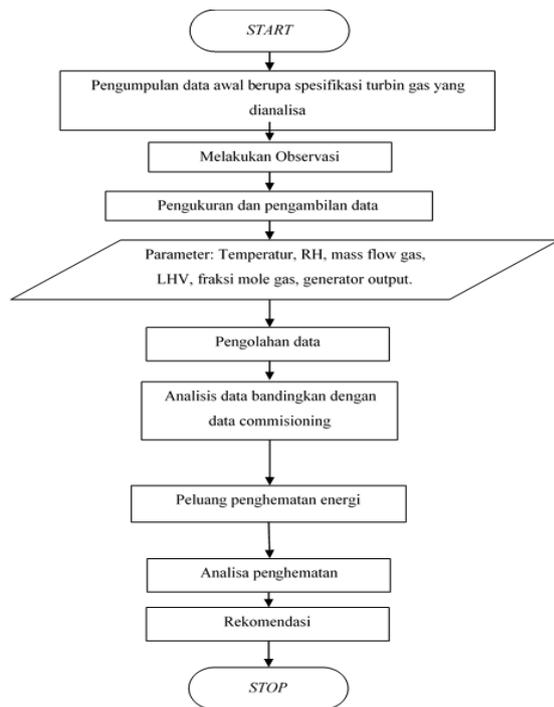
### METODOLOGI PENELITIAN

#### Metode penelitian

Berdasarkan Gambar 4 dijelaskan metode penelitian sebagai dasar untuk menyelesaikan penelitian. Tahapannya yaitu mengumpulkan data, mengolah data tersebut, lalu melakukan analisis. Produk akhir dari analisis dapat dimunculkan rekomendasi untuk *improvement* sistem.

#### Prosedur Pengambilan Data

Pengukuran parameter – parameter yang dibutuhkan adalah dengan mengambil data *report commissioning* awal gas turbin di blok III PT. X yang berlokasi di Cikarang, Bekasi.



Gambar 4 Flow Chart Metode Penelitian

Data ini digunakan sebagai data perbandingan (*baseline*) performa turbin gas setelah periode *commisioning*. Setelah data *report commisioning* diolah menggunakan persamaan-persamaan yang telah dibahas diatas, selanjutnya adalah mengambil parameter – parameter turbin gas tahun 2013 sampai 2017 yang selanjutnya diolah menggunakan persamaan yang sudah dijelaskan. Data diambil setiap seminggu sekali untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat. Selain itu, pengambilan parameter – parameter turbin gas dilakukan ketika sistem dalam kondisi *base load*. *Base load* merupakan kondisi disaat turbin gas secara maksimal menghasilkan output berupa daya listrik. Hal tersebut dilakukan agar hasil pengolahan data mempunyai nilai pada saat kondisi yang sama sehingga hasilnya tidak rancu. Data yang dibutuhkan dalam analisis ini dapat dilihat pada Tabel 1 berikut.

Tabel 1 Parameter Penunjang Penelitian

No	Parameter
1	Temperatur udara masuk kompresor (F)
2	Relative Humidity (%)
3	Tekanan atmosfer (psia)
4	laju alir massa gas (lb/h)
5	Temperatur keluar kompresor (F)
6	Temperatur keluar Turbin (F)
7	Generator output (kW)
8	LHV gas (btu/lb)
9	mole fraction unsur - unsur gas
10	flow lube oil (kg/s)
11	Cp lube oil (kj/kg°C)
12	Temperatur oli masuk cooler (°C)
13	Temperatur oli keluar cooler (°C)

## Spesifikasi Data

Data ini merupakan data pada saat *commisioning* Gas Turbin 8 (GTG 8). Data keseluruhan dari tahun 2013 sampai 2017. Data hasil penelitian dijelaskan dalam Tabel 2.

Tabel 2 Data Hasil Penelitian (*commisioning*)

No	Parameter	Nilai
1	Temperatur udara masuk kompresor (F)	81.1
2	Relative Humidity (%)	82.6
3	Tekanan atmosfer (psia)	14.613
4	laju alir massa gas (lb/h)	63249
5	Temperatur keluar kompresor (F)	677.4
6	Temperatur keluar Turbin (F)	1022.2
7	Generator output (kW)	120138
8	LHV gas (btu/lb)	19303
10	flow lube oil (kg/s)	36.97
11	Cp lube oil (kj/kg°C)	2.05
12	Temperatur oli masuk cooler (°C)	63.9
13	Temperatur oli keluar cooler (°C)	52.4

Data untuk fraksi mol setiap unsur – unsur yang terkandung dalam bahan bakar gas dijelaskan dalam Tabel 3 berikut.

Tabel 3 Fraksi Mol Unsur Bahan Bakar Gas (*commisioning*)

Senyawa	MF (Mole Fraction)
CH <sub>4</sub>	0.89742
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.03511
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.01483
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.00322
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> (N-butane)	0.00373
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.00171
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> (N-Pentane)	0.00047
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.00131
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0.00038
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0.00002
C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	0.00004
N <sub>2</sub>	0.00625
CO <sub>2</sub>	0.03551

## Perhitungan

a. Menghitung performa turbin gas

Diketahui:

$$h_1 = 0.26822 \text{ Btu/lb}$$

$$h_2 = 148.855 \text{ Btu/lb}$$

$$h_3 = 384.984 \text{ Btu/lb}$$

$$h_4 = 237.842 \text{ Btu/lb}$$

- Kerja kompresor

Berdasarkan Persamaan 20 didapatkan kerja kompresor, sebagai berikut:

$$W_c = 1006148.983 * (148.855 - 0.26822) = 149500479.3 \text{ Btu/h} = 43.81 \text{ MW}$$

- Kerja turbin gas

Berdasarkan Persamaan 21 didapatkan kerja turbin gas, sebagai berikut:

$$W_t = 4277591.934 * (384.984 - 237.842) = 629411931 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 184.46 \text{ MW}$$

- Efisiensi termal sistem turbin gas Berdasarkan Persamaan 22 didapatkan nilai efisiensi termal sistem turbin gas, sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_{in}} = \frac{629411931 - 149500479.3}{(4277591.934 * 384.984) - (1006148.983 * 148.855)} * 100\% = 32.06\%$$

Tabel 4 dibawah menunjukkan efisiensi termal hingga tahun 2017.

Tabel 4 Efisiensi Termal GTG 8

No.	Tahun	Bulan	Efisiensi termal (%)	
1	2013	November '13	28.95	
2		Desember '13	29.04	
3	2014	Januari '14	28.85	
4		Februari '14	28.98	
5		Maret '14	28.87	
6		April '14	28.77	
7		Mei '14	28.62	
8		Juni '14	28.68	
9		Juli '14	28.59	
10		Agustus '14	29.23	
11		September '14	29.23	
12		Oktober '14	29.21	
13		November '14	29.13	
14		Desember '14	28.93	
15		2015	Januari '15	29.83
16			Februari '15	29.74
17	Maret '15		29.67	
18	April '15		29.61	
19	Mei '15		29.40	
20	Juni '15		28.98	
21	Juli '15		29.26	
22	Agustus '15		29.09	
23	September '15		28.96	
24	Oktober '15		0.00	
25	November '15		0.00	
26	Desember '15	29.66		
27	2016	Januari '16	29.76	
28		Februari '16	29.73	
29		Maret '16	29.77	
30		April '16	29.95	
31		Mei '16	29.74	
32		Juni '16	29.57	
33		Juli '16	29.26	
34		Agustus '16	29.06	
35		September '16	28.96	
36		Oktober '16	29.46	
37		November '16	29.43	
38		Desember '16	29.25	
39	2017	Januari '17	29.02	
40		Februari '17	29.43	
41		Maret '17	29.24	

- Menghitung Heat Loss Sistem Turbin Gas Berdasarkan Persamaan diatas didapatkan total kerugian energi dari sistem turbin gas adalah sebagai berikut:

$$Q_{loss} = (3208193.95 * (0.2682 - 237.842)) + (1069397.98 * 384.984) + (1006148.983 * 0.2682) + (63249 * 19303) - 409927675.3 = 460755678 \text{ Btu/h} = 135.03416 \text{ MW}$$

Berdasarkan perhitungan nilai *heat loss* sistem turbin gas. Didapatkan tabel nilai *heat loss* sistem turbin gas. Tabel 5 dibawah menjelaskan mengenai nilai *heat loss* sistem turbin gas (GTG) selama tahun 2016.

Tabel 5 Heat Loss GTG 8 Tahun 2016-2017

No	Tahun	Bulan	Heat loss (MW)	Daya listrik (MW)
1	2016	Januari	174.92	106.90
2		Februari	176.60	106.50
3		Maret	171.07	109.10
4		April	165.20	110.21
5		Mei	168.75	104.70
6		Juni	171.07	105.40
7		Juli	172.84	105.40
8		Agustus	174.72	105.50
9		September	175.71	105.60
10		Oktober	168.27	112.00
11		November	170.82	111.20
12		Desember	170.91	109.30
13	2017	Januari	175.53	106.50
14		Februari	175.33	110.50
14		Maret	175.80	109.10

## ANALISIS DAN PEMBAHASAN Efisiensi termal dan *heat loss* GTG 8

Efisiensi termal gas turbin dihitung dari tahun 2014 sampai tahun 2017. Hal tersebut dilakukan untuk mengetahui efisiensi termal GTG 8 setelah 4 tahun dari tahap *commisioning* sampai kondisi operasi saat ini. Commisioning GTG 8 dilakukan tahun 2010. Gambar 5 menjelaskan tentang efisiensi termal GTG 8.



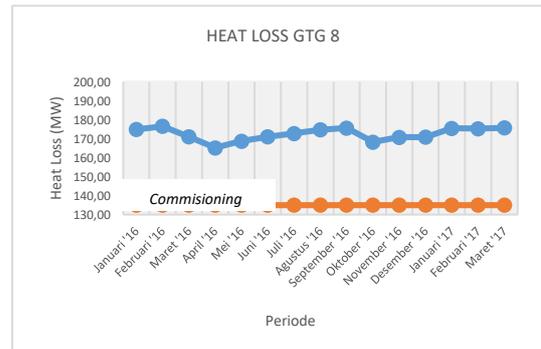
Gambar 5 Efisiensi Termal GTG 8

Pada Gambar 6 menjelaskan bahwa efisiensi termal GTG 8 mengalami penurunan bila dibandingkan pada saat commissioning. Pada saat commissioning, efisiensi termal mencapai 32.06% sedangkan dari tahun 2013 hingga 2017 rata – rata nilai efisiensi termal hanya mencapai 29.25%. Dari data tersebut didapat angka penurunan efisiensi sebesar 2.81%. Deviasi antara nilai efisiensi termal pada saat commissioning hingga kondisi saat ini terjadi karena umur gas turbin. Penurunan efisiensi sebesar 2.81% tidak terlalu besar mengingat turbin sudah beroperasi selama 7 tahun. Namun, bila kita tinjau dari grafik terlihat efisiensi termal GTG 8 mengalami fluktuasi yang sangat bervariasi. Berdasarkan laporan perusahaan, perawatan turbin dilakukan tanpa ada penjadwalan. Pada dasarnya, perawatan turbin perlu dilakukan berdasarkan jam operasi turbin agar performa turbin tetap terjaga. Kurangnya penjadwalan mengakibatkan pada bulan Oktober sampai November 2015 turbin harus dilakukan perawatan ekstra dan dampaknya turbin harus stop selama 2 bulan. Hal tersebut merugikan, karena ketika turbin stop tidak dapat memproduksi listrik dan dampaknya perusahaan menjadi rugi.

Selain itu, penurunan efisiensi termal dipengaruhi oleh kerja aktual kompresor. Semakin besar kerja aktual yang harus dikeluarkan kompresor maka nilai efisiensi termal sistem akan semakin rendah. Kerja aktual kompresor dipengaruhi oleh parameter temperatur udara masuk dan keluar kompresor.

Gambar 6 Heat Loss GTG 8 tahun 2016-2017

Tabel 6 dibawah menjelaskan mengenai pengaruh temperatur kompresi terhadap kerja aktual kompresor.



Tabel 6 Pengaruh Temperatur Kompresi terhadap kerja kompresor

No.	Tahun	Bulan	Temperatur Kompresi (F)	Kerja Kompresor (MW)
1	2016	Januari	690.26	41.98
2		Februari	690.89	42.15
3		Maret	686.30	41.44
4		April	685.80	40.30
5		Mei	692.42	42.35
6		Juni	692.42	41.51
7		Juli	692.21	42.00
8		Agustus	689.18	41.62
9		September	694.58	42.31
10		Oktober	692.42	42.20
11		November	685.94	40.28
12		Desember	696.38	42.65
13	2017	Januari	693.68	42.36
14		Februari	690.62	42.15
15		Maret	690.26	42.65

Pada Tabel 6 tersebut dijelaskan mengenai pengaruh temperatur kompresi terhadap kerja aktual kompresor. Semakin tinggi temperatur kompresi maka semakin besar kerja yang harus dikeluarkan kompresor. Kenaikan temperatur kompresi disebabkan debu dan zat pengotor yang ikut masuk ke dalam kompresor yang mengendap pada sudu – sudu kompresor sehingga temperatur udara kompresi cenderung meningkat.

Selain dari nilai efisiensi termal, peninjauan performa turbin dapat dilihat dari total heat loss sistem turbin gas. Semakin tinggi nilai heat loss sistem turbin gas berarti panas yang terbuang oleh sistem semakin banyak. Hal tersebut mengindikasikan bahwa banyak panas yang tidak terkonversi menjadi energi listrik. Gambar 7 menunjukkan nilai kerugian energi pada sistem turbin gas (GTG 8) pada tahun 2016 sampai 2017.

Bila dibandingkan dengan nilai heat loss pada saat commissioning, kondisi operasi saat ini menunjukkan nilai heat loss yang cenderung tinggi. Pada saat commissioning, *heat loss* yang dihasilkan hanya mencapai 135.03 MW. Kondisi operasi saat ini rata – rata *heat loss* yang dihasilkan mencapai 172.50 MW. Terjadi deviasi sebesar 37.47 MW atau 21.7%. Deviasi tersebut terjadi karena panas yang terbuang

oleh sistem semakin banyak dibandingkan saat commissioning. Kerugian energi dapat dipengaruhi oleh besarnya megawatt yang mampu dihasilkan oleh turbin. Semakin besar megawatt yang dihasilkan maka heat loss sistem semakin rendah. Kondisi aktual, daya listrik yang mampu dihasilkan sistem turbin gas mengalami penurunan bila dibandingkan pada saat commissioning, oleh karena itu *heat loss* sistem cenderung meningkat.

### Peluang Penghematan Energi dan Rekomendasi

Berdasarkan analisis dan pembahasan pada Bab 4, terdapat peluang untuk penghematan energi yang dampaknya dapat mengurangi heat loss sistem turbin gas dan naiknya nilai efisiensi termal. Rekomendasi penghematan energi adalah sebagai berikut:

#### a. *Schedule Maintenance* Turbin Gas

Berdasarkan data efisiensi termal tahun 2014 sampai 2017, nilai efisiensi cenderung turun setiap bulannya. Maintenance terjadwal perlu disusun untuk menjaga turbin gas tetap dalam performa terbaiknya. Jadwal maintenance harus sesuai dengan standar. Waktu yang tepat untuk melakukan HGPI (*Hot Gas Path Inspection*), CI (*Combustion Inspection*), dan MI (*Major Inspection*) sangat mempengaruhi performa turbin gas dan mencegah agar turbin gas tidak mengalami shutdown terlalu lama. Gambar menjelaskan bahwa pada bulan Oktober dan November 2015 GTG 8 shutdown. Hal tersebut disebabkan adanya MI (*Major Inspection*). Pada dasarnya, proses MI dilakukan dalam waktu 2 minggu. Namun, terdapat banyak masalah ketika melakukan perbaikan sehingga butuh waktu yang cukup lama untuk menyelesaikan proses MI tersebut. Masalah tersebut timbul karena *maintenance* yang dilakukan tidak sesuai dengan *running hours* turbin gas. Berdasarkan data tersebut perlu dilakukan penjadwalan untuk *maintenance unit*. Penjadwalan dibuat berdasarkan standar untuk mencegah unit shutdown terlalu lama. Shutdown unit sangat merugikan perusahaan karena gas turbin tidak dapat memproduksi listrik. Upaya mengurangi waktu *shutdown* akan sangat menguntungkan perusahaan.

#### b. *Offline Water Wash*

Lamanya waktu operasi turbin gas menyebabkan menumpuknya kotoran dan debu - debu pada sudu - sudu kompresor. Untuk menghilangkan debu dan kotoran tersebut perlu dilakukan *offline water wash* atau pembersihan sudu - sudu kompresor.

Tabel 7 Hasil Perhitungan Siklus Antara Sebelum dan Setelah *Water Wash*

Properti kompresor		Sebelum offline water wash	Setelah offline water wash
T inlet	(°F)	89.564	84.92
T outlet	(°F)	693.68	690.62
h1	(Btu/lb)	2.34	1.20
h2	(Btu/lb)	153.26	152.13
Hth	(%)	29.02	29.43
Pgen	(MW)	106.50	110.50
Qloss	(MW)	175.53	170.33

- Pengaruh *offline water wash* terhadap kerja aktual kompresor

Berdasarkan Tabel 6 temperatur kompresi turun dari 693.68 °F menjadi 690.62 °F. Terjadi penurunan sebesar 3.06 °F. Hal tersebut mengakibatkan kerja aktual kompresor menurun dari 153.26 Btu/lb menjadi 152.13 Btu/lb. Sebelum offline water wash, debu dan zat pengotor yang ikut masuk ke dalam kompresor dan mengendap pada sudu - sudu menumpuk pada sudu - sudu. Setelah offline water wash, debu dan zat pengotor tersebut bersih sehingga aliran udara pada kompresor akan lebih optimal dan gaya gesekan udara juga menjadi berkurang.

- Pengaruh offline water wash terhadap Efisiensi Efisiensi termal turbin cenderung naik dari 29.02% menjadi 29.43%. Efisiensi termal naik sebesar 0.41%. Hal tersebut terjadi karena kerja kompresor menjadi lebih rendah sehingga konsumsi bahan bakar menurun dan daya generator meningkat. Setelah proses offline water wash, daya yang dihasilkan generator mencapai 110.50 MW. Naik 4 MW atau 3.62% dibandingkan dengan sebelum kompresor dibersihkan. Kenaikan tersebut menyebabkan heat loss sistem menurun sebesar 5.2 MW atau 2.96%.

### SIMPULAN

Dari analisis dan perhitungan yang telah dilakukan pada GTG 8, maka kesimpulannya adalah sebagai berikut:

- Pada saat commissioning, efisiensi termal mencapai 32.06% sedangkan dari tahun 2013 hingga 2017 rata - rata nilai efisiensi termal hanya mencapai 29.25% penurunan efisiensi sebesar 2.81%.
- Pada saat commissioning, heat loss yang dihasilkan hanya mencapai 135.03 MW. Kondisi operasi saat ini rata - rata heat loss yang dihasilkan mencapai 172.50 MW. Terjadi deviasi sebesar 37.47 MW atau 21.7%.
- Penurunan efisiensi termal dan kapasitas daya listrik disebabkan oleh zat pengotor dan debu yang menumpuk pada sudu - sudu kompresor.

- d. Offline water wash dapat mempengaruhi kenaikan efisiensi termal sebesar 0.41%. Karena kerja aktual kompresor menjadi menurun.
- e. Kerja aktual kompresor yang lebih rendah dapat menghasilkan daya generator yang lebih tinggi. Terbukti dengan proses offline water wash dapat menaikkan megawatt sebesar 3.62%.
- f. Kenaikkan kapasitas daya listrik akibat offline water wash dapat mengurangi heat loss sistem sebesar 2.96%.

#### **DAFTAR PUSTAKA**

- Arismunandar, W. (2002). Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi. Bandung: ITB.
- ASME. (2005). Gas Turbines PTC-22. New York: The American Society of Mechanical Engineer.
- B. J McBride, Z. G. (2002). Coefficient Equation Entalphy.
- Burghardt, M. D. (1982). Engineering thermodynamics with applications.
- General Electric. (1992). Operation and Maintenance Manual Book Gas Turbine. New Yorks.
- J. S Coursey, S. D. (2003). Atomic Weight and Isotopic Compositions.
- Michael J. Moran, H. N. (2007). Fundamentals of Engineering Thermodynamics. United States: Wiley.
- Ruseno, T. (2013). Analisis Performance & Efisiensi Thermal Turbin Gas Untuk Pembangkit Tenaga Listrik. PT. Indonesia Power.