

## PENGARUH PENAMBAHAN WATER INJECTION TERHADAP EFISIENSI TURBIN GAS

*M. Ali<sup>6</sup>, Hermanto Ali<sup>7</sup>, Muhamad Amin Fauzie<sup>8</sup>*

**Abstrak:** Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap Keramasan (PLTGU Keramasan) merupakan salah satu unit pembangkit listrik yang terletak 3 km dari pusat kota Palembang. Selain karena letak PLTGU Keramasan yang dekat dengan Unit Pengatur Beban (UPB) dan pusat kota, PLTGU Keramasan juga dapat menjadi pilihan utama pada saat terjadi krisis beban pada sistem 150 kV dikarenakan proses start-up PLTGU yang relatif lebih cepat dibandingkan dengan unit pembangkit yang memiliki daya yang besar seperti PLTU. Dari hasil analisa ini didapatkan bahwa efisiensi thermal turbin gas pada PLTGU Keramasan Unit II dengan pengoperasian water injection adalah 42,37 % dan efisiensi thermal turbin gas pada PLTGU Keramasan Unit II tanpa pengoperasian water injection adalah 39,18 %.

**Kata kunci:** *water injection, efisiensi, turbin gas*

**Abstract:** *Keramasan Gas and Steam Power Plant (Keramasan PLTGU) is one of the power plant units located 3 km from the center of Palembang. In addition to the location of the Keramasan PLTGU which is close to the Load Regulatory Unit (UPB) and the city center, Keramasan PLTGU can also be the main choice in the event of a load crisis in the 150 kV system due to the relatively faster start-up of PLTGU big power like the PLTU. From the results of this analysis it was found that the thermal gas turbine efficiency in Keramasan Unit II PLTGU with water injection operation was 42.37% and the thermal gas turbine efficiency in Keramasan PLTGU Unit II without water injection operation was 39.18%.*

**Keywords:** *water injection, efficiency, gas turbine*

---

<sup>6,7,8</sup> *Dosen Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Tridinanti Palembang.*

### PENDAHULUAN

Perusahaan Listrik Negara (disingkat PLN) atau nama resminya adalah PT. PLN (Persero) adalah sebuah BUMN yang mengurus semua aspek kelistrikan yang ada di Indonesia. Perusahaan Listrik Negara yang dipimpin oleh Direktur Utamanya adalah Sofyan Basir (sebelumnya adalah Direktur Utama Bank Rakyat Indonesia) menggantikan Nur Pamudji telah berdiri sejak 27 Oktober 1945 di Jakarta, Indonesia.

PT. PLN (Persero) berkembang dengan pesat, menyesuaikan dengan bertambahnya konsumsi listrik di Indonesia. Sehingga pada tahun 2014, PT. PLN (Persero) berhasil menduduki peringkat 477 pada jajaran perusahaan dengan pendapatan terbesar di dunia (Fortune 500, 2014)

Terletak 3 kilometer dari pusat kota Palembang, PT. PLN (Persero) Sektor Pengendalian Pembangkitan Keramasan, dibawah naungan wilayah pembangkitan Sumatera Bagian Selatan, ialah salah satu sektor vital penyediaan energi listrik di Sumatera Bagian Selatan, khususnya kota Palembang.

Menyediakan total 324,85 MW daya listrik yang dapat dibangkitkan dari tiga pusat listrik dibawah naungan Sektor Pengendalian Pembangkitan Keramasan, yaitu:

1. Pusat Listrik Keramasan
2. Pusat Listrik Indralaya
3. Pusat Listrik Merah Mata (Borang)

Dalam rangka meningkatkan efisiensi dan produktivitas pengelolaan tenaga listrik dikawasan Sumatera maka Direksi PT. PLN (Persero) menetapkan kebijakan untuk melakukan restrukturisasi organisasi pengelola kelistrikan pengelola kelistrikan dikawasan pulau Sumatera yang saat ini dilaksanakan oleh PT. PLN (persero) wilayah III dan IV dengan membentuk unit organisasi pembangkitan Sumatera Bagian Selatan berdasarkan keputusan direksi PT. PLN (Persero) No. 177.K/010./DIR/2004 tanggal 24 Agustus 2004.

### TINJAUAN PUSTAKA

Pada unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas, udara masuk ke kompresor melalui *air inlet (upstream)* pada tekanan 0,10 MPa dan temperatur 28,30 °C, pada bagian air inlet

sebelum masuk kompresor udara yang dihisap dari lingkungan di saring terlebih dahulu untuk menghilangkan atau mengurangi zat pengotor yang dibawa udara, karena udara disini yang dipakai sebagai umpan ke kompresor adalah udara dari lingkungan, ada dua filter yang digunakan yaitu *Pre-Filter* dan *Main Filter*. *Pre-Filter* berfungsi sebagai penyaring awal udara, kemudian udara yang sudah di saring melewati *Pre-Filter* akan dilanjutkan ke *Main Filter* untuk penyaringan selanjutnya, setelah melewati dua tingkatan filter barulah udara diumpungkan ke kompresor.

## METODE

Proses ini dilakukan ketika setiap parameter yang dibutuhkan telah didapat dari data di lapangan dan ruang *Control room*. Kemudian dilakukan perhitungan efisiensi guna membandingkan tingkat efisiensi pada saat kondisi sebelum pengoperasian sistem water injection dengan tingkat efisiensi pada saat pengoperasian sistem water injection.

Kemudian dalam memecahkan masalah menggunakan teknik pengolahan data yaitu :

1. Mengadakan analisa untuk mengetahui pengaruh sistem water injection terhadap turbin gas unit 2 di PLTGU Keramasan.
2. Menghitung besar kerja netto dan efisiensi yang mampu dihasilkan oleh turbin gas.

$$W_C = c_p (T_2 - T_1)$$

$$q_{i_1} = c_p (T_3 - T_2)$$

$$W_T = c_p (T_3 - T_4)$$

$$\eta = \frac{W_T - W_C}{q_{i_1}}$$

## ANALISA DAN PEMBAHASAN

Analisa dan pembahasan yang akan dibahas pada bab ini ialah perhitungan pengaruh efisiensi gas turbin setelah pemasangan sistem *water injection* pada Pembangkit Listrik Gas Turbin dan Uap (PLTGU) Kerasaman di PT. PLN (Persero) Sektor Pengendalian Pembangkitan Keramasan.

### - Data Operasi

Berdasarkan pengamatan yang telah dilakukan pada *Gas Turbine Generator* (GTG) PLTGU Keramasan Unit II selama 5 hari yaitu tanggal 1, 2, 3, 4 dan 5 Agustus 2017 diperoleh data proses pembangkit pada tabel berikut ini:

**Tabel 1** Data operasi gas turbin tanpa pengoperasian sistem Water Injection

No	Parameter	Tanggal				
		1	2	3	4	5
1	Daya (MW)	23,1	23,9	24,1	24,2	23,8
2	Low Heating Value gas alam (kJ/kg)	38876	38876	38876	38876	38876
3	Temperatur udara masuk kompresor (°C)	31	30	29	26	29
4	Temperatur udara keluar kompresor (°C)	400	413	403	391	402
5	Tekanan udara masuk kompresor (MPa)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
6	Tekanan udara keluar kompresor (MPa)	1,17	1,22	1,20	1,18	1,19
7	Temperatur keluar turbin (°C)	583	582	582	583	582
8	Tekanan keluar turbin (MPa)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
9	Laju aliran massa bahan bakar (kg/h)	6691	6978	7007	7149	6698
10	Laju aliran massa udara (kg/h)	290865	303474	290820	290910	290780

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 × 40 MW, 2017

Dan akan dibandingkan dengan data operasional *Gas Turbine Generator* (GTG) PLTGU Keramasan Unit II yang menggunakan sistem water injection selama 45 hari pada tanggal 31 Juli 2015 dan 2 - 5 Agustus 2015 sehingga diperoleh data sebagai berikut :

**Tabel 2** Data operasi gas turbin dengan pengoperasian sistem Water Injection

No	Parameter	Tanggal				
		31	2	3	4	5
1	Daya (MW)	24,9	20,3	20,7	26,2	26,0
2	Low Heating Value gas alam (kJ/kg)	38876	38876	38876	38876	38876
3	Temperatur udara masuk kompresor (°C)	29,0	30,7	30,2	28,6	30,0
4	Temperatur udara keluar kompresor (°C)	401	383	382	413	414
5	Tekanan udara masuk kompresor (MPa)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
6	Tekanan udara keluar kompresor (MPa)	1,21	1,05	1,06	1,27	1,26
7	Temperatur keluar turbin (°C)	585	589	588	583	582
8	Tekanan keluar turbin (MPa)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
9	Laju aliran massa bahan bakar (kg/h)	7430	6381	6376	7669	7574
10	Laju aliran massa udara (kg/h)	290266	268789	268784	294257	294162

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 × 40 MW, 2017

Untuk data komponen gas alam yang disuplai ke ruang bakar untuk digunakan pada proses pembakaran dapat dilihat pada tabel berikut ini:

**Tabel 3** Komponen Gas Alam tanggal 1 Agustus 2017

Komposisi	Rumus Kimia	Mol %
Carbon Dioxide	CO <sub>2</sub>	5,5692
Nitrogen	N <sub>2</sub>	0,9441
Methane	CH <sub>4</sub>	84,8785
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,1459
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,4926
i-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,2736
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,3200
i-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,1293
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0749
Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,1717

Sumber : PT. Medco E & P Indonesia Field Rambutan

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i1}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i1}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_C$ )

$$\eta_C = \frac{W_C}{W_C}$$

i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n.s}$ )

$$W_{n.s} = W_T - W_C$$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )

$$W_n = W_T - W_C$$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )

$$\eta_{th.s} = \frac{W_{n.s}}{q_{i1}}$$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i1}}$$

Perhitungan data operasi dengan Sistem Water Injection

- Dengan Sistem Water Injection

**Tabel 4** Data operasi tanggal 31 Juli 2015

Beban	24,9 MW	24900 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	29 °C	302 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	401 °C	674 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	585 °C	858 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,21 Mpa	1210 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1311,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7430 kg/h	2,0638 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	290266 kg/h	80,6294 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU

Keragaman 2 x 40 MW

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 527,54 K$$

- b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 1664,16 \text{ K}$$

- c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 800,737 \text{ K}$$

- d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i1}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

$$q_{i1} = 1041,70 \text{ k /k}$$

- e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i1}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_{i1} = 995,11 \text{ k /k}$$

- f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$W_C = 327,27 \text{ k /k}$$

- g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k /k} \cdot (K) \cdot [574 \text{ K} - 302 \text{ K}]$$

$$W_C = 373,66 \text{ k /k}$$

- h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )

$$\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$$

$$\eta_c = 0,8753 = 87,53 \%$$

- i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$W_T = 867,74 \text{ k /k}$$

- j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 810,19 \text{ k /k}$$

- k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

$$\eta_T = 0,9336 = 93,36 \%$$

- l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n \text{ s}}$ )

$$W_{n \text{ s}} = W_T - W_C$$

$$W_{n \text{ s}} = 540,47 \text{ k /k}$$

- m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )

$$W_n = W_T - W_C$$

$$W_n = 436,33 \text{ k /k}$$

- n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton

$$(\eta_{th.s})$$

$$\eta_{th.s} = \frac{W_{n \text{ s}}}{q_{i1 \text{ s}}}$$

$$\eta_{th.s} = 0,5431 = 54,31 \%$$

- o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton

$$(\eta_{th})$$

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i1}}$$

$$\eta_{th} = 0,4384 = 43,84 \%$$

**Tabel 5** Data operasi tanggal 2 Agustus 2015

Beban	20,3 MW	20300 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	30,7 °C	303,7 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	383 °C	656 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	589 °C	862 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,05 Mpa	1050 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1151,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	6381 kg/h	1,7725 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	268789 kg/h	74,6636 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan  
2 x 40 MW

- a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 608,14 \text{ K}$$

- b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 1574,31 \text{ K}$$

- c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 786,19 \text{ K}$$

d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i_i .s}$ )  
 $q_{i_i} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$   
 $q_{i_i} = 971,00 \text{ k /k}$

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i_i}}$$

$$\eta_{th} = 0,3920 = 39,2 \%$$

e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i_i}$ )  
 $q_{i_i} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$   
 $q_{i_i} = 922,90 \text{ k /k}$

f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )  
 $W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$   
 $W_C = 305,96 \text{ k /k}$

g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )  
 $W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$   
 $W_C = 354,06 \text{ k /k}$

h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_C$ )  
 $\eta_C = \frac{W_C}{W_C}$   
 $\eta_C = 0,8641 = 86,41 \%$

i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )  
 $W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$   
 $W_T = 792,06 \text{ k /k}$

j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )  
 $W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$   
 $W_T = 715,87 \text{ k /k}$

k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )  
 $\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$   
 $\eta_T = 0,9038 = 90,38 \%$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n .s}$ )  
 $W_{n .s} = W_T - W_C$   
 $W_{n .s} = 486,09 \text{ k /k}$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )  
 $W_n = W_T - W_C$   
 $W_n = 361,81 \text{ k /k}$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )  
 $\eta_{th.s} = \frac{W_{n .s}}{q_{i_i .s}}$   
 $\eta_{th.s} = 0,5266 = 52,66 \%$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )

**Tabel 6** Data operasi tanggal 3 Agustus 2015

Beban	20,7 MW	20700 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	30,2 °C	303,2 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	382 °C	655 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	588 °C	861 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,06 Mpa	1060 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1161,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	6376 kg/h	1,7711 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	268784 kg/h	74,6622 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 608,64 \text{ K}$$

b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 1572,61 \text{ K}$$

c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 783,40 \text{ K}$$

d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i_i .s}$ )  
 $q_{i_i} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$   
 $q_{i_i} = 968,79 \text{ k /k}$

e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i_i}$ )  
 $q_{i_i} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$   
 $q_{i_i} = 922,20 \text{ k /k}$

f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )  
 $W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$   
 $W_C = 306,97 \text{ k /k}$



g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )  
 $W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$   
 $W_C = 353,55 \text{ k /k}$

h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )  
 $\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$   
 $\eta_c = 0,8682 = 86,82 \%$

i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )  
 $W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$   
 $W_T = 793,15 \text{ k /k}$

j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )  
 $W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$   
 $W_T = 715,17 \text{ k /k}$

k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )  
 $\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$   
 $\eta_T = 0,9016 = 90,16 \%$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n \text{ .s}}$ )  
 $W_{n \text{ .s}} = W_T - W_C$   
 $W_{n \text{ .s}} = 486,18 \text{ k /k}$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )  
 $W_n = W_T - W_C$   
 $W_n = 361,61 \text{ k /k}$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )  
 $\eta_{th.s} = \frac{W_{n \text{ .s}}}{q_{i \text{ .s}}}$   
 $\eta_{th.s} = 0,5271 = 52,71 \%$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )  
 $\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i \text{ .s}}}$   
 $\eta_{th} = 0,3921 = 39,21 \%$

**Tabel 7** Data operasi tanggal 4 Agustus 2015

Beban	26,2 MW	26200 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	28,6 °C	301,6 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	413 °C	686 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	583 °C	856 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa

Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,27 Mpa	1270 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1 \text{ atm}$	1371,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7669 kg/h	2,1302 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	294257 kg/h	81,7380 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

**Tabel 8** Data operasi tanggal 3 Agustus 2015

Beban	20,7 MW	20700 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	30,2 °C	303,2 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	382 °C	655 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	588 °C	861 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,06 Mpa	1060 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1 \text{ atm}$	1161,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	6376 kg/h	1,7711 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	268784 kg/h	74,6622 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

**Tabel 9** Data operasi tanggal 4 Agustus 2015

Beban	26,2 MW	26200 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	28,6 °C	301,6 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	413 °C	686 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	583 °C	856 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,27 Mpa	1270 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1 \text{ atm}$	1371,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7669 kg/h	2,1302 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	294257 kg/h	81,7380 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 301,6 \text{ K} \cdot \left( \frac{1371,33 \text{ k}}{101,33 \text{ k}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 634,87 \text{ K}$$

b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 686 \text{ K} + \frac{(2,1302 \text{ k /s} \cdot 38876 \text{ k /k})}{(81,7380 \text{ k /s} \cdot 1,005 \text{ k /k} \cdot \text{K})}$$

$$T_3 = 1694,15 \text{ K}$$

c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 1694,15 \text{ K} \cdot \left( \frac{101,33 \text{ k}}{1371,33 \text{ k}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{4s} = 804,81 \text{ K}$$

d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i,s}$ )

$$q_{i,s} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

$$q_{i,s} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1694,15 \text{ K} - 634,87 \text{ K}]$$

$$q_{i,s} = 1064,57 \text{ k /k}$$

e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i,a}$ )

$$q_{i,a} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_{i,a} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1694,15 \text{ K} - 686 \text{ K}]$$

$$q_{i,a} = 1013,19 \text{ k /k}$$

f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [634,87 \text{ K} - 301,6 \text{ K}]$$

$$W_C = 334,94 \text{ k /k}$$

g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [686 \text{ K} - 301,6 \text{ K}]$$

$$W_C = 386,32 \text{ k /k}$$

h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )

$$\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$$

$$\eta_c = \frac{334,94 \text{ k /k}}{386,32 \text{ k /k}}$$

$$\eta_c = 0,867 = 86,7 \%$$

i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1694,15 \text{ K} - 804,81 \text{ K}]$$

$$W_T = 893,78 \text{ k /k}$$

j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1694,15 \text{ K} - 856 \text{ K}]$$

$$W_T = 842,34 \text{ k /k}$$

k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

$$\eta_T = \frac{842,34 \text{ k /k}}{893,78 \text{ k /k}}$$

$$\eta_T = 0,9424 = 94,24 \%$$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n,s}$ )

$$W_{n,s} = W_T - W_C$$

$$W_{n,s} = 893,78 \text{ k /k} - 334,94 \text{ k /k}$$

$$W_{n,s} = 558,84 \text{ k /k}$$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_{n,a}$ )

$$W_{n,a} = W_T - W_C$$

$$W_{n,a} = 842,34 \text{ k /k} - 386,32 \text{ k /k}$$

$$W_{n,a} = 456,02 \text{ k /k}$$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th,s}$ )

$$\eta_{th,s} = \frac{W_{n,s}}{q_{i,s}}$$

$$\eta_{th,s} = \frac{558,84 \text{ k /k}}{1064,57 \text{ k /k}}$$

$$\eta_{th,s} = 0,5515 = 55,15 \%$$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th,a}$ )

$$\eta_{th,a} = \frac{W_{n,a}}{q_{i,a}}$$

$$\eta_{th} = \frac{456,02 \text{ k/k}}{1013,19 \text{ k/k}}$$

$$\eta_{th} = 0,45 = 45 \%$$

**Tabel 10** Data operasi tanggal 5 Agustus 2015

Beban	26,0 MW	26000 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	30 °C	303 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	414 °C	687 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	582 °C	855 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,26 Mpa	1260 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1361,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7574 kg/h	2,1038 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	294162 kg/h	81,7116 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU  
Keramasan 2 × 40 MW

- a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 303 \text{ K} \cdot \left( \frac{1361,33 \text{ k}}{101,33 \text{ k}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 636,49 \text{ K}$$

- b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 687 \text{ K} + \frac{(2,1038 \text{ k/s} \cdot 38876 \text{ k/k})}{(81,7116 \text{ k/s} \cdot 1,005 \text{ k/(k \cdot K)})}$$

$$T_3 = 1682,98 \text{ K}$$

- c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 1682,98 \text{ K} \cdot \left( \frac{101,33 \text{ k}}{1361,33 \text{ k}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{4s} = 801,18 \text{ K}$$

- d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i,s}$ )

$$q_{i,s} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

$$q_{i,s} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1682,98 \text{ K} - 636,49 \text{ K}]$$

$$q_{i,s} = 1051,72 \text{ k/k}$$

- e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i,a}$ )

$$q_{i,a} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_{i,a} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1682,98 \text{ K} - 687 \text{ K}]$$

$$q_{i,a} = 1000,96 \text{ k/k}$$

- f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [636,49 \text{ K} - 303 \text{ K}]$$

$$W_C = 335,15 \text{ k/k}$$

- g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [687 \text{ K} - 303 \text{ K}]$$

$$W_C = 385,92 \text{ k/k}$$

- h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )

$$\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$$

$$\eta_c = \frac{335,15 \text{ k/k}}{385,92 \text{ k/k}}$$

$$\eta_c = 0,8684 = 86,84 \%$$

- i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1682,98 \text{ K} - 801,18 \text{ K}]$$

$$W_T = 886,21 \text{ k/k}$$

- j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1682,98 \text{ K} - 855 \text{ K}]$$

$$W_T = 832,12 \text{ k/k}$$



k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

$$\eta_T = \frac{832,12 \text{ k /k}}{886,21 \text{ k /k}}$$

$$\eta_T = 0,9389 = 93,89 \%$$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n \text{ .s}}$ )

$$W_{n \text{ .s}} = W_T - W_C$$

$$W_{n \text{ .s}} = 886,21 \text{ k /k} - 335,15 \text{ k /k}$$

$$W_{n \text{ .s}} = 551,05 \text{ k /k}$$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )

$$W_n = W_T - W_C$$

$$W_n = 842,34 \text{ k /k} - 386,32 \text{ k /k}$$

$$W_n = 446,2 \text{ k /k}$$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )

$$\eta_{th.s} = \frac{W_{n \text{ .s}}}{q_{i1.s}}$$

$$\eta_{th.s} = \frac{551,05 \text{ k /k}}{1051,72 \text{ k /k}}$$

$$\eta_{th.s} = 0,5505 = 55,05 \%$$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i1}}$$

$$\eta_{th} = \frac{446,2 \text{ k /k}}{1000,96 \text{ k /k}}$$

$$\eta_{th} = 0,4457 = 44,57 \%$$

- Tanpa Sistem Water Injection

**Tabel 11** Data operasi tanggal 1 Agustus 2017

Beban	23,1 MW	23100 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	31 °C	304 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	400 °C	673 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	583 °C	856 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,17 Mpa	1170 kPa

Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1271,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	6691 kg/h	1,8586 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	290865 kg/h	80,7958 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan  
2 x 40 MW

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 304 \text{ K} \cdot \left(\frac{1271,33 \text{ k}}{101,33 \text{ k}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 626,23 \text{ K}$$

b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 673 \text{ K} + \frac{(1,8586 \text{ k /s} \cdot 38876 \text{ k /k})}{(80,7958 \text{ k /s} \cdot 1,005 \text{ k /k} \cdot \text{K})}$$

$$T_3 = 1562,84 \text{ K}$$

c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 1562,84 \text{ K} \cdot \left(\frac{101,33 \text{ k}}{1271,33 \text{ k}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{4s} = 758,67 \text{ K}$$

d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i1.s}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

$$q_{i1} = 1,005 \text{ k /k} \cdot [(k \cdot \text{K}) \cdot [1562,84 \text{ K} - 626,23 \text{ K}]$$

$$q_{i1} = 941,29 \text{ k /k}$$

e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i1}$ )

$$q_{i1} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_{i1} = 1,005 \text{ k /k} \cdot (k \cdot \text{K}) \cdot [1562,84 \text{ K} - 673 \text{ K}]$$

$$q_{i1} = 894,29 \text{ k /k}$$

f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k / (k \cdot K) } \cdot [626,23 \text{ K} - 304 \text{ K}]$$

$$W_C = 323,84 \text{ k / k}$$

g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k / (k \cdot K) } \cdot [673 \text{ K} - 304 \text{ K}]$$

$$W_C = 370,84 \text{ k / k}$$

h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )

$$\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$$

$$\eta_c = \frac{323,84 \text{ k / k}}{370,84 \text{ k / k}}$$

$$\eta_c = 0,8732 = 87,32 \%$$

i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$W_T = 1,005 \text{ k / (k \cdot K) } \cdot [1562,84 \text{ K} - 758,67 \text{ K}]$$

$$W_T = 808,19 \text{ k / k}$$

j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 1,005 \text{ k / (k \cdot K) } \cdot [1562,84 \text{ K} - 856 \text{ K}]$$

$$W_T = 710,38 \text{ k / k}$$

k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

$$\eta_T = \frac{710,38 \text{ k / k}}{808,19 \text{ k / k}}$$

$$\eta_T = 0,8789 = 87,89 \%$$

l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n \text{ .s}}$ )

$$W_{n \text{ .s}} = W_T - W_C$$

$$W_{n \text{ .s}} = 808,19 \text{ k / k} - 323,84 \text{ k / k}$$

$$W_{n \text{ .s}} = 484,35 \text{ k / k}$$

m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_n$ )

$$W_n = W_T - W_C$$

$$W_n = 710,38 \text{ k / k} - 370,84 \text{ k / k}$$

$$W_n = 339,53 \text{ k / k}$$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )

$$\eta_{th.s} = \frac{W_{n \text{ .s}}}{q_{i \text{ .s}}}$$

$$\eta_{th.s} = \frac{484,35 \text{ k / k}}{941,29 \text{ k / k}}$$

$$\eta_{th.s} = 0,5416 = 54,16 \%$$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i}}$$

$$\eta_{th} = \frac{339,53 \text{ k / k}}{894,29 \text{ k / k}}$$

$$\eta_{th} = 0,3796 = 37,96 \%$$

**Tabel 12** Data operasi tanggal 2 Agustus 2017

Beban	23,9 MW	23900 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	30 °C	303 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	413 °C	686 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	582 °C	855 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,22 Mpa	1220 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1321,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	6978 kg/h	1,9383 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	303474 kg/h	84,2983 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan  
2 x 40 MW

a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 303 \text{ K} \cdot \left( \frac{1321,33 \text{ k}}{101,33 \text{ k}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 631,09 \text{ K}$$

b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 686 \text{ K} + \frac{(1,9383 \text{ k / s} \cdot 38876 \text{ k / k})}{(84,2983 \text{ k / s} \cdot 1,005 \text{ k / (k \cdot K)})}$$

- $T_3 = 1575,45 \text{ K}$
- c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )
- $$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$
- $$T_{4s} = 1575,45 \text{ K} \cdot \left(\frac{101,33 \text{ k}}{1321,33 \text{ k}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$
- $$T_{4s} = 756,40 \text{ K}$$
- d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i_i.s}$ )
- $$q_{i_i} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$
- $$q_{i_i} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1575,45 \text{ K} - 631,09 \text{ K}]$$
- $$q_{i_i} = 949,08 \text{ k} / \text{k}$$
- e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i_i}$ )
- $$q_{i_i} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$
- $$q_{i_i} = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1575,45 \text{ K} - 686 \text{ K}]$$
- $$q_{i_i} = 893,90 \text{ k} / \text{k}$$
- f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )
- $$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$
- $$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [631,09 \text{ K} - 303 \text{ K}]$$
- $$W_C = 329,73 \text{ k} / \text{k}$$
- g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )
- $$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$
- $$W_C = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [686 \text{ K} - 303 \text{ K}]$$
- $$W_C = 384,91 \text{ k} / \text{k}$$
- h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_c$ )
- $$\eta_c = \frac{W_C}{W_C}$$
- $$\eta_c = \frac{329,73 \text{ k} / \text{k}}{384,91 \text{ k} / \text{k}}$$
- $$\eta_c = 0,8566 = 85,66 \%$$
- i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )
- $$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$
- $$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1575,45 \text{ K} - 756,40 \text{ K}]$$
- $$W_T = 823,14 \text{ k} / \text{k}$$
- j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )
- $$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$
- $$W_T = 1,005 \text{ k} / (\text{k} \cdot \text{K}) \cdot [1575,45 \text{ K} - 855 \text{ K}]$$
- $$W_T = 724,05 \text{ k} / \text{k}$$
- k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )
- $$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$
- $$\eta_T = \frac{724,05 \text{ k} / \text{k}}{823,14 \text{ k} / \text{k}}$$
- $$\eta_T = 0,8786 = 87,96 \%$$
- l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n.s}$ )
- $$W_{n.s} = W_T - W_C$$
- $$W_{n.s} = 823,14 \text{ k} / \text{k} - 329,73 \text{ k} / \text{k}$$
- $$W_{n.s} = 493,41 \text{ k} / \text{k}$$
- m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_{n.s}$ )
- $$W_{n.s} = W_T - W_C$$
- $$W_{n.s} = 724,05 \text{ k} / \text{k} - 384,91 \text{ k} / \text{k}$$
- $$W_{n.s} = 339,14 \text{ k} / \text{k}$$
- n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )
- $$\eta_{th.s} = \frac{W_{n.s}}{q_{i_i.s}}$$
- $$\eta_{th.s} = \frac{493,41 \text{ k} / \text{k}}{949,08 \text{ k} / \text{k}}$$
- $$\eta_{th.s} = 0,5519 = 55,19 \%$$
- o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )
- $$\eta_{th} = \frac{W_{n.s}}{q_{i_i}}$$
- $$\eta_{th} = \frac{339,14 \text{ k} / \text{k}}{893,90 \text{ k} / \text{k}}$$
- $$\eta_{th} = 0,3793 = 37,93 \%$$

**Tabel 13** Data operasi tanggal 3 Agustus 2017

Beban	24,1 MW	24100 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	29 °C	302 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	403 °C	676 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	582 °C	855 K

Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,20 Mpa	1200 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1301,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7007 kg/h	1,9463 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	290820 kg/h	80,7833 kg/s

Sumber : Operator Control Room PLTGU  
Keramasan 2 x 40 MW

- a) Temperatur udara tekan ideal ( $T_{2s}$ )

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{2s} = 302 \text{ K} \cdot \left(\frac{1301,33 \text{ k}}{101,33 \text{ k}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 626,27 \text{ K}$$

- b) Temperatur Ruang Bakar ( $T_3$ )

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \cdot L)_f}{(\dot{m} \cdot c_p)_a}$$

$$T_3 = 676 \text{ K} + \frac{(1,9463 \text{ k/s} \cdot 38876 \text{ k/k})}{(80,7833 \text{ k/s} \cdot 1,005 \text{ k/(k \cdot K)})}$$

$$T_3 = 1608,01 \text{ K}$$

- c) Temperatur gas buang ideal ( $T_{4s}$ )

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{4s} = 1608,01 \text{ K} \cdot \left(\frac{101,33 \text{ k}}{1301,33 \text{ k}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{4s} = 775,41 \text{ K}$$

- d) Panas masuk sistem ideal ( $q_{i,s}$ )

$$q_{i,s} = h_3 - h_{2s} = c_p \cdot (T_3 - T_{2s})$$

$$q_{i,s} = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [1608,01 \text{ K} - 626,27 \text{ K}]$$

$$q_{i,s} = 986,65 \text{ k/k}$$

- e) Panas masuk sistem aktual ( $q_{i,a}$ )

$$q_{i,a} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$q_{i,a} = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [1608,01 \text{ K} - 676 \text{ K}]$$

$$q_{i,a} = 936,67 \text{ k/k}$$

- f) Kerja Kompresor ideal ( $W_C$ )

$$W_C = h_{2s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [626,27 \text{ K} - 302 \text{ K}]$$

$$W_C = 325,89 \text{ k/k}$$

- g) Kerja Kompresor aktual ( $W_C$ )

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$W_C = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [676 \text{ K} - 302 \text{ K}]$$

$$W_C = 375,87 \text{ k/k}$$

- h) Efisiensi Kompresor ( $\eta_C$ )

$$\eta_C = \frac{W_C}{W_C}$$

$$\eta_C = \frac{325,89 \text{ k/k}}{375,87 \text{ k/k}}$$

$$\eta_C = 0,8670 = 86,70 \%$$

- i) Kerja turbin ideal ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_{4s} = c_p \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$W_T = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [1608,01 \text{ K} - 775,41 \text{ K}]$$

$$W_T = 836,76 \text{ k/k}$$

- j) Kerja turbin aktual ( $W_T$ )

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 1,005 \text{ k/(k \cdot K)} \cdot [1608,01 \text{ K} - 855 \text{ K}]$$

$$W_T = 756,78 \text{ k/k}$$

- k) Efisiensi Turbin ( $\eta_T$ )

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_T}$$

$$\eta_T = \frac{756,78 \text{ k/k}}{836,76 \text{ k/k}}$$

$$\eta_T = 0,9044 = 90,44 \%$$

- l) Kerja bersih sistem ideal ( $W_{n,s}$ )

$$W_{n,s} = W_T - W_C$$

$$W_{n,s} = 836,76 \text{ k/k} - 325,89 \text{ k/k}$$

$$W_{n,s} = 510,87 \text{ k/k}$$

- m) Kerja bersih sistem aktual ( $W_{n,a}$ )

$$W_{n,a} = W_T - W_C$$

$$W_{n,a} = 756,78 \text{ k/k} - 375,87 \text{ k/k}$$

$$W_n = 380,91 \text{ k /k}$$

n) Efisiensi termal ideal siklus Brayton ( $\eta_{th.s}$ )

$$\eta_{th.s} = \frac{W_n}{q_{i1.s}}$$

$$\eta_{th.s} = \frac{380,91 \text{ k /k}}{986,65 \text{ k /k}}$$

$$\eta_{th.s} = 0,5454 = 54,54 \%$$

o) Efisiensi termal aktual siklus Brayton ( $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{q_{i1}}$$

$$\eta_{th} = \frac{380,91 \text{ k /k}}{936,67 \text{ k /k}}$$

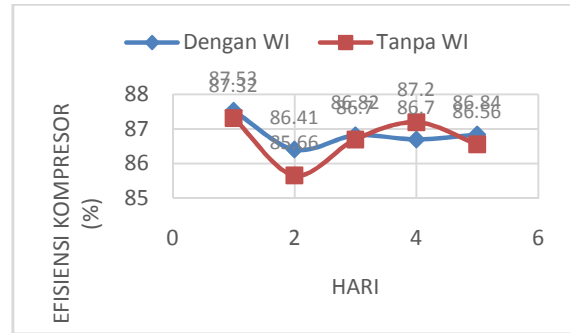
$$\eta_{th} = 0,4066 = 40,66 \%$$

bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )		
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	290780 kg/h	80,7722 kg/s

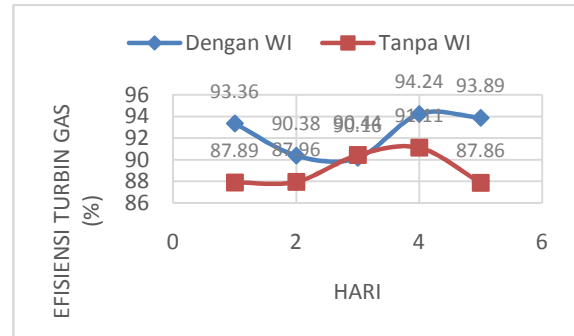
Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

- **Evaluasi Kinerja**

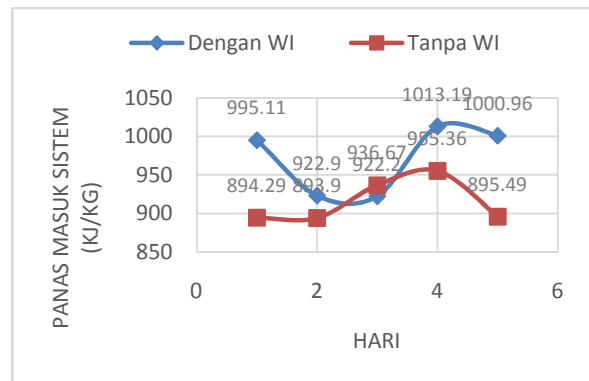
Dari tabel hasil perhitungan diatas dapat dibuat grafik sebagai berikut:



Gambar 1 Grafik efisiensi kompresor



Gambar 2 Grafik efisiensi turbin gas



Gambar 3 Grafik panas masuk sistem

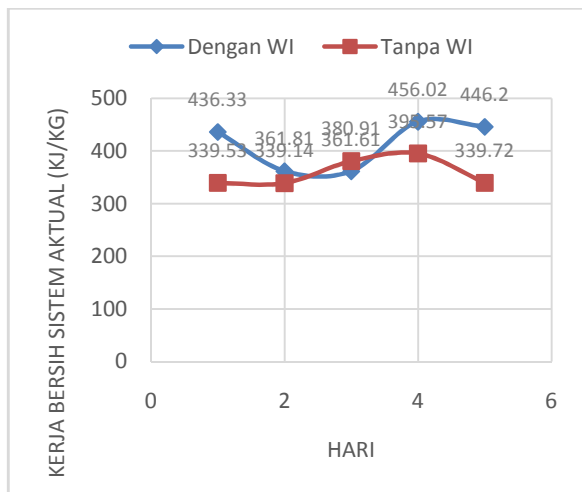
Tabel 14 Data operasi tanggal 4 Agustus 2017

Beban	24,2 MW	24200 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	26 °C	299 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	391 °C	664 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	583 °C	856 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,18 Mpa	1180 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1281,33 kPa
Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )	7149 kg/h	1,9858 kg/s
Laju aliran massa udara ( $\dot{m}_u$ )	290910 kg/h	80,8083 kg/s

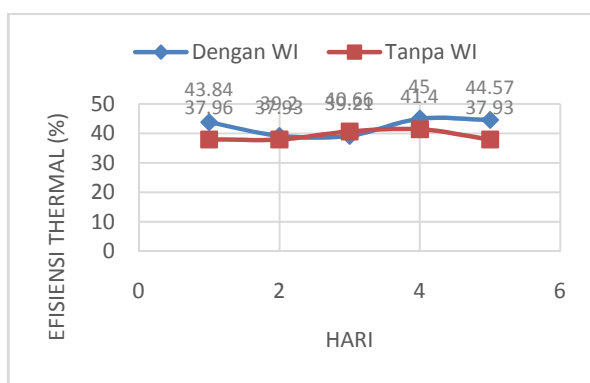
Sumber : Operator Control Room PLTGU Keramasan 2 x 40 MW

Tabel 15 Data operasi tanggal 5 Agustus 2017

Beban	23,8 MW	23800 kW
Temperatur udara lingkungan ( $T_1$ )	29 °C	302 K
Temperatur udara tekan ( $T_2$ )	402 °C	675 K
Temperatur gas buang ( $T_4$ )	582 °C	855 K
Tekanan udara lingkungan ( $P_1$ )	1 atm	101,33 kPa
Tekanan udara tekan (gage) ( $P_{2g}$ )	1,19 Mpa	1190 kPa
Tekanan absolut udara tekan ( $P_2$ )	$P_{2g} + 1$ atm	1291,33 kPa
Laju aliran massa	6698 kg/h	1,8605 kg/s



Gambar 4 Grafik kerja bersih sistem aktual



Gambar 5 Grafik efisiensi thermal efektif

Perbandingan hasil perhitungan sebelum dan setelah pemasangan sistem water injection dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 16 Tanpa pengoperasian Water Injection

Data Hari ke-	Parameter					
	Daya MW	%	%	kJ/kg	kJ/kg	%
1	24,9	87,53	93,36	995,11	436,33	43,84
2	20,3	86,41	90,38	922,90	361,81	39,20
3	20,7	86,82	90,16	922,20	361,61	39,21
4	26,2	86,70	94,24	1013,19	456,02	45,00
5	26,0	86,84	93,89	1000,96	446,2	44,57
Rata-rata	<b>23,62</b>	<b>86,86</b>	<b>92,41</b>	<b>970,87</b>	<b>412,40</b>	<b>42,37</b>

### SIMPULAN

1. Efisiensi kompresor dengan menggunakan sistem water injection mengalami sedikit kenaikan dibandingkan dengan tanpa menggunakan sistem water injection.
2. Efisiensi turbin dengan menggunakan sistem water injection mengalami kenaikan dibandingkan dengan tanpa menggunakan

sistem water injection efisiensi turbin rata-rata sebesar 3,36

3. Panas Masuk Sistem setelah penggunaan sistem water injection mengalami kenaikan dibandingkan sebelum penggunaan sistem water injection.
4. Kerja Bersih Sistem terlihat bahwa untuk beban yang sama nilai kerja bersih sistem dalam penggunaan sistem water injection meningkat dibandingkan dengan kerja bersih sistem tanpa menggunakan sistem water injection.
5. Efisiensi thermal efektif dalam penggunaan sistem water injection efisiensi turbin meningkat dibandingkan dengan tanpa menggunakan sistem water injection. Hal tersebut dipengaruhi oleh kerja bersih sistem yang meningkat.

### SARAN

1. Untuk menambahkan nilai efisiensi thermal gas turbin dan daya mampu gas turbin, sebaiknya water injection tetap dioperasikan dengan tetap memperhatikan peralatan-peralatan yang ada pada sistem water injection.
2. Perlu adanya perhatian khusus terhadap kualitas air agar tidak terjadi kerusakan pada peralatan inti gas turbin yang dapat menyebabkan kerugian yang berlipat.

### DAFTAR PUSTAKA

Ariadacapo. 2017. *Water Injection (engine)*. [https://en.m.wikipedia.org/wiki/Water\\_Injection\\_\(engine\)](https://en.m.wikipedia.org/wiki/Water_Injection_(engine)). 4 Juli 2017

Arif, dkk.. 2010. *Modul Materi Pembelajaran PT. PLN Persero*. Pusdiklat PLN : Jakarta

Daibiru, Akihabara. 2012. *Operation and Maintenance Manual for Gas Turbine*. Hitachi, Ltd : Tokyo

Marsudi, Djiteng. 2005. *Pembangkit Energi Listrik*. Erlangga : Jakarta

Nakahashi, D. 2011. *Piping And Instrument Diagram*. Toshiba : Tokyo



Ogata T. 2011. *Design & Vendor Manual Book PT. PLN Keramasan Power Plant “Keramasan Power Plant Extension Project 80MW Class Gas Fired Combined Cycle Power Plant.* Marubeni Corporation : Tokyo

Saravanamutto, HIH dkk. 2001. *Gas Turbine Theory.* FT. Prentice Hall : Harlow, England

Soekardi, Chandrasa. 2015. *Termodinamika Dasar Mesin Konversi Energi.* CV Andi Offset : Yogyakarta