

# ANALISIS PERFORMANCE TM2500 GAS TURBINE GENERATOR PACKAGE PLTG X PADA FACTORY TEST DAN SITE TEST

Mohamad Faizal<sup>1</sup>, Bambang Teguh Prasetyo<sup>2</sup>, Eriq Sulton Effendy<sup>3</sup>

Program Studi Teknik Mesin, Institut Sains dan Teknologi Nasional, Jakarta Selatan<sup>1 2 3</sup>

email<sup>1</sup> : mfaizalh44@yahoo.com

---

## Abstract

*Background of this research is to compare the performance of Gas Turbine Power Plant between site test and factory test to make sure that there are no damage on equipment that can cause the decrease of Gas Turbine Performance, and also known the best operation mode in plant. Performance of Gas Turbine Power Plant can be seen from several parameters such as temperature and pressure can be seen from Calculation to be discussed is the work of compressor, turbine combustion chamber work, the efficiency of the compressor and thermal efficiency of the cycle brayton effective. The result of performance test show that Gas Turbine performance decrease from 9389,54 BTU/kWH and 9409,83 BTU/kWH in factory test to 9944,58 BTU/kWH and 9919.97 BTU/kWH in site test. While the best operation mode occurs when operated on DOHR at 90 to 100% load. Performance of gas turbine is directly proportional to the load. When the load is low, the performance of gas turbine decrease, and when the load is high, the performance of gas turbine increase. This mean that there is a positive correlation between load changes on the performance of gas turbines.*

*Keywords: Gas Turbine, Performance Test, Heat Rate*

---

## PENDAHULUAN

Energi yang paling dibutuhkan manusia salah satunya adalah energi listrik. Energi listrik juga merupakan salah satu faktor penunjang perkembangan suatu bangsa. Manusia membutuhkan energi listrik untuk kepentingan rumah tangga, industri serta untuk menunjang sarana prasarana yang lainnya. Kehidupan manusia dari dahulu sampai sekarang terus meningkat kebutuhannya yang diikuti dengan kebutuhan energi yang semakin meningkat. Energi listrik yang besar serta penggunaannya secara terus menerus tidak dapat tersedia secara alami. Oleh sebab itu dibutuhkan pembangkit listrik yang handal agar dapat mensuplai kebutuhan energi, terutama energi listrik secara terus menerus.

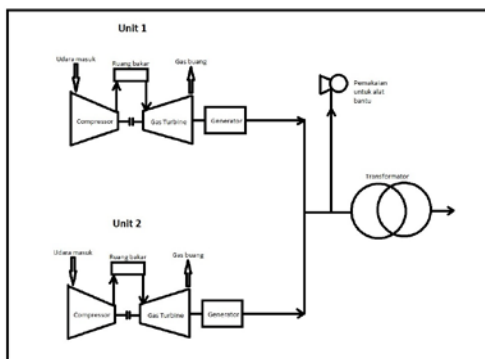
Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) X merupakan unit pembangkit yang dimiliki oleh PT. PLN. Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) X ini memiliki 4 unit pembangkit yang terpisah menjadi 2 blok pembangkit dengan kapasitas 4x25 MW. Pada masing-masing blok yang terdiri dari 2 unit pembangkit tenaga gas, dapat dilakukan pengoperasian single ataupun dual menyesuaikan dengan kebutuhan jaringan. Pembangkit Listrik Tenaga Gas ini diharapkan dapat membantu mensuplai kebutuhan listrik yang ada di sekitarnya yang bertempat di Kabupaten Lampung Selatan.

Pada tahun 2016, PLTG X sudah memulai masa konstruksi dan pada awal tahun 2017 telah memasuki tahap akhir komisioning. Dikarenakan unit pembangkit ini dikirim dari pabrik asalnya yang berada di Hungaria, maka perlu dilakukan pengujian ulang di lapangan untuk mengetahui apakah terjadi penurunan performa. Pengujian performa *Gas Turbine* dilakukan pada kegiatan di akhir masa komisioning yaitu *performance test* pada unit PLTG X tersebut. Selain daripada itu, dengan dilakukannya *performance test* ini dapat diketahui pola operasi mana yang paling baik. Berdasarkan uraian tersebut, maka hasil penelitian ini didasarkan dari perhitungan dan pengujian di lapangan (*site*) untuk memastikan *Gas Turbine Generator Package* dalam keadaan baik dan siap operasi.

## TINJAUAN PUSTAKA

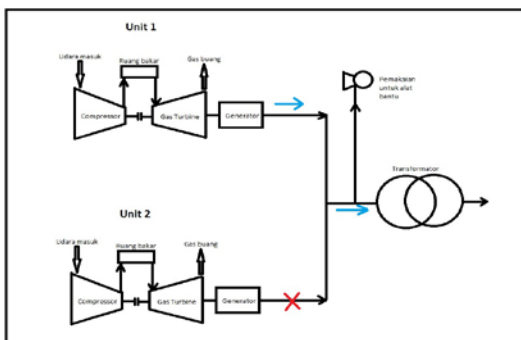
Pembangkit Listrik Tenaga Gas atau PLTG merupakan sebuah pembangkit energi listrik yang menggunakan peralatan atau mesin turbin gas sebagai penggerak generatornya. Turbin gas dirancang dan dibuat dengan prinsip kerja PLTG yang sederhana dimana energi panas yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar diubah menjadi energi mekanis dan selanjutnya diubah menjadi energi listrik atau energi lainnya sesuai dengan kebutuhan.

Dijaman modern ini PLTG sudah jarang digunakan, dikarenakan banyaknya kekurangan dari turbin gas, diantaranya adalah sifat korosif pada material yang digunakan untuk komponen-komponen turbinnya karena harus bekerja pada temperatur tinggi dan adanya unsur kimia bahan bakar minyak yang korosif (sulfur, vanadium dll), tetapi dalam perkembangannya pengetahuan material yang terus berkembang hal tersebut mulai dapat dikurangi meskipun tidak dapat secara keseluruhan dihilangkan. Dengan tingkat efisiensi yang rendah hal ini merupakan salah satu dari kekurangan sebuah turbin gas juga dan pada perkembangannya untuk menaikkan efisiensi dapat diatur/diperbaiki temperatur kerja siklus dengan menggunakan material turbin yang mampu bekerja pada temperatur tinggi dan dapat juga untuk menaikkan efisiensinya dengan menggabungkan antara pembangkit turbin gas dengan pembangkit turbin uap dan hal ini biasa disebut dengan *combined cycle* (PLTGU : Pusat Listrik Tenaga Gas Uap). PLTG X terdiri dari 2 blok, dengan masing-masing blok terdiri dari 2 unit *gas turbine* dan 1 unit tranformator seperti terlihat pada gambar 1



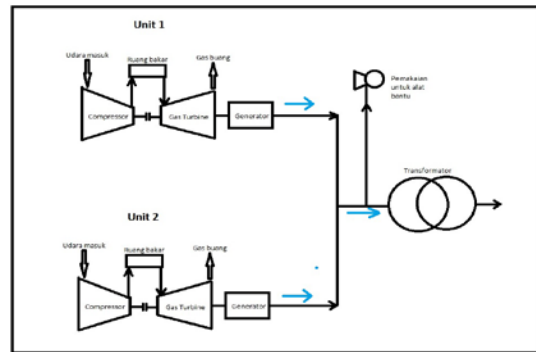
Gambar 1. Skema PLTG X Blok 1

Pada masing-masing blok PLTG X bisa beroperasi dengan 2 mode, yaitu *single* dan *dual*. Dengan *single mode* maka pada saat beroperasi hanya akan ada satu unit pembangkit tenaga gas yang bekerja, sedangkan unit yang lain berada pada posisi *standby*, ditunjukkan pada gambar 2



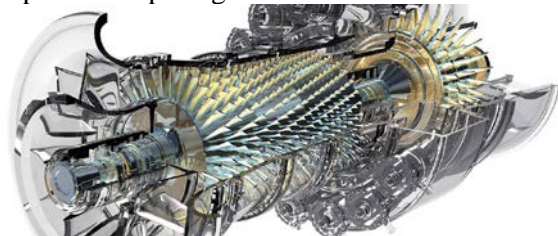
Gambar 2. Single operation PLTG

*Dual mode* yaitu kedua pembangkit beroperasi secara bersamaan untuk menghasilkan energi listrik seperti ditunjukkan pada gambar 3



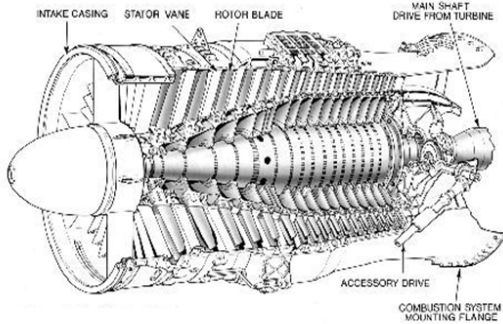
Gambar 3 Dual operation PLTG

Peralatan utama pada PLTG antara lain adalah turbin gas, kompresor, *air filter* dan ruang bakar. Turbin gas mengubah energi kalor menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan sudu turbin sehingga menghasilkan daya. Pada sistem pembangkit listrik, turbin gas merupakan peralatan pembangkit tenaga, dimana tenaga tersebut didapat dari ekspansi gas berkecepatan tinggi dan kemudian mendorong sudu – sudu yang langsung menghasilkan gerak putar pada rotornya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor dan bagian turbin yang diam disebut stator. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban (generator listrik, kompresor atau yang lainnya). Secara umum turbin dapat dilihat pada gambar 4



Gambar 4 Turbin Gas

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan mengompresi udara sehingga tekanan menjadi lebih besar yang selanjutnya akan disalurkan ke dalam ruang bakar. Kompresor utama adalah kompresor aksial yang berguna untuk memasok udara bertekanan ke dalam ruang bakar yang sesuai dengan kebutuhan. Kapasitas kompresor harus cukup besar karena pasokan udara lebih (*excess air*) untuk turbin gas dapat mencapai 350%. Disamping untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna, udara lebih ini digunakan untuk pendingin dan menurunkan suhu ruang bakar yang bekerja terus menerus. Bagian kompresor secara umum terlihat pada gambar 5



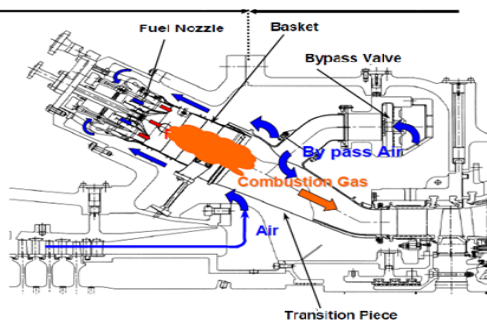
Gambar 5 Kompresor

*Air Intake filter* merupakan tempat untuk proses penyaringan udara yang masuk ke kompresor. Pada sistem penyaringan terdapat filter yang akan menangkap kotoran yang ada diudara. Penyaringan kotoran pada udara bertujuan untuk memenuhi persyaratan kebersihan pada sistem turbin gas. Sistem *air intake filter* terdiri dari saluran masuk udara dan filter seperti ditunjukkan pada gambar 6



Gambar 6 Air Filter

Ruang bakar adalah tempat terjadinya pembakaran atau tempat bercampurnya bahan bakar dengan udara. Pada proses pembakaran akan menghasilkan gas pembakaran dengan temperatur tinggi. Turbin gas tipe M 701 F menggunakan bahan bakar gas alam (LNG).



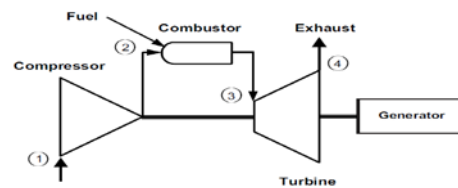
Gambar 7 Ruang Bakar

### Siklus Brayton

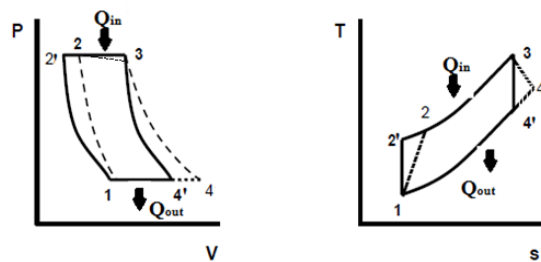
Siklus Brayton adalah siklus daya termodinamika ideal untuk gas turbin atau mesin turbo jet. Siklus ini merupakan siklus satu – satunya yang dapat beroperasi sebagai motor bakar mesin

pembakaran dalam (pemberian kalor ke fluida secara langsung) atau mesin pembakaran luar (pemberian kalor melalui penukar kalor / *heat exchanger*) sebagaimana siklus Rankine yang merupakan siklus dasar pembangkit daya uap. (Ir. Sudarman, MT, 2004)

Turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus Brayton. Siklus ini merupakan siklus ideal untuk sistem turbin gas sederhana dengan siklus terbuka. Siklus ini terdiri dari dua proses isobar (tekanan tetap) dan dua proses isentropik. Udara atmosfer dikompresikan oleh kompresor sehingga terjadi perubahan tekanan dari  $P_1$  ke  $P_2$  dan kemudian mengalirkannya ke ruang bakar dimana didalamnya diinjeksikan bahan bakar sehingga terjadilah pembakaran. Pembakaran berlangsung pada tekanan konstan  $P_2$ . Proses pembakaran menghasilkan suhu yaitu  $T_3$  yang akan diekspansikan di turbin gas sehingga akan menghasilkan kerja. Kerja yang dihasilkan turbin digunakan untuk memutar kompresor dan memutar generator. Sistem turbin gas dapat dilihat pada P-V diagram dan T-S diagram dibawah ini:



Gambar 8 Urutan Siklus Brayton



Gambar 9 P-V dan T – S Diagram

Keterangan :

1 – 2' – 3 – 4' = proses turbin gas ideal

1 – 2 – 3 – 4 = proses turbin gas aktual

### Siklus Brayton Ideal

Keterangan:

[1 – 2] Proses Kompresi: *Udara luar (atmosfer) dimampatkan*. Udara dimampatkan secara adiabatik yaitu jika silinder diisolasi secara sempurna terhadap panas, maka kompresi akan berlangsung tanpa ada panas yang keluar dari gas atau masuk kedalam gas dan menimbulkan perubahan-perubahan variabel, seperti volume mengecil ( $V_1 > V_2$ ), tekanan membesar ( $P_1 < P_2$ ). Pada kenyataannya proses adiabatik tidak pernah terjadi secara sempurna,

namun proses adiabatik sering dipakai dalam pengkajian teoritis proses kompresi.

[2 – 3] Proses Pembakaran: **Bahan bakar ditambahkan / dicampurkan dengan udara bertekanan yang dialirkan melalui diffuser menuju ruang bakar (2)**. Fungsi diffuser disini adalah untuk memper lambat kecepatan (*velocity*) udara sehingga udara bercampur secara sempurna dengan bahan bakar. Proses pembakaran dapat menghasilkan gas bertemperatur 2200° – 2500° K.

Temperatur ini terlalu tinggi bagi material ruang bakar ataupun sudu-sudu turbin untuk waktu operasi yang panjang, oleh karena itu selubung dan bagian-bagian ruang bakar harus didinginkan dan proses pendinginan ruang bakar dilakukan oleh udara sekunder. Selain itu temperatur gas pembakaran harus diturunkan, penurunan temperatur gas pembakaran dilaksanakan dengan cara mencampur gas pembakaran yang panas dengan udara sekunder yang relatif jauh lebih dingin, hal tersebut terakhir dilaksanakan didalam zone III yaitu zone pendinginan (3).

[3 – 4] Proses Ekspansi: **Gas hasil proses pembakaran diekspansikan melalui nozzle (2)**. Bagian turbin mengubah energi kinetik gas panas hasil pembakaran dari ruang bakar menjadi tenaga putar mekanis. Sebelum udara panas dari ruang bakar digunakan untuk memutar turbin, maka temperatur dan tekanannya harus diubah agar mempunyai kecepatan yang tinggi.

Untuk mengubah temperatur dan tekanan dari udara panas ruang bakar maka bentuk dari sudu-sudu yang tidak berputar dibuat sedemikian rupa sehingga menyerupai bentuk *nozzle*, didalam *nozzle* inilah kecepatan udara bertambah dan tekanannya berkurang karena sudut *nozzle* diarahkan agar sesuai dengan sudu turbin.

[4 – 1] Proses Pembuangan: **Exhaust**. Gas hasil pembakaran dikeluarkan menuju regenerator (jika ada), melalui suatu sistem *exhaust duct* (saluran pengeluaran) tetapi jika tidak ada regenerator, gas hasil pembakaran langsung dialirkan keudara bebas dan membuat proses *exhaust* selancar mungkin.

#### Rumus Perhitungan

*Gas Turbine Performance* dihitung dengan perhitungan *Gas Turbine Heat Rate*, dihitung dengan membandingkan jumlah aliran bahan bakar dan nilai panas bahan bakar dengan power yang dihasilkan oleh generator, dapat dilihat pada persamaan 1

$$GTHR = (F_{fuelgas} \times LHV_{fuelgas}) / P_{gen} \quad (1)$$

*Gas Turbine Compressor Efficiency*

$$\eta_C = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

Menentukan temperatur ideal keluar kompresor dengan persamaan

$$T_2' = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\alpha-1/\alpha} \quad (3)$$

Kerja kompresor aktual

$$W_k = F_{udara} (h_2 - h_1) \quad (4)$$

Efisiensi thermal siklus

$$\eta_{th} = C / GTHR \quad (5)$$

*Single Operation Heat Rate* yaitu menghitung nilai *heat rate* pada sistem pembangkit tenaga gas dengan menghitung laju aliran bahan bakar dan nilai kalor bahan bakar pada satu unit pembangkit, dibandingkan dengan daya yang dihasilkan pada sisi transformator, yang mana pada titik ini energi listrik yang dibangkitkan merupakan nilai energi listrik bersih yang akan dikirim ke jaringan.

$$SOHR = (F_{fuelgas} \times LHV_{fuelgas}) / P_{trafo}$$

*Dual Operation Heat Rate*, nilai *heat rate* yang didapatkan dengan menghitung jumlah aliran bahan bakar pada dua pembangkit tenaga gas dengan energi listrik yang dihasilkan pada trafo.

$$DOHR = (F_{fuelgas\ total} \times LHV_{fuelgas}) / P_{trafo}$$

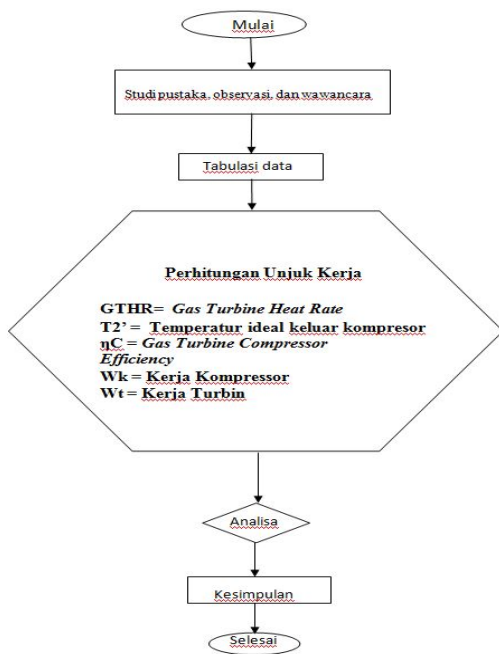
#### METODOLOGI PENELITIAN

Dalam melakukan penelitian yang efisien diperlukan beberapa metode agar perhitungan dapat berjalan efektif. Metode-metode tersebut juga memberikan konsep dalam pengambilan data agar tidak terlalu melebar dari topik bahasan.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui apakah ada perbedaan performa *Gas Turbine* pada *site test* dan *factory test*, serta *plant heat rate* pada beberapa nilai pembebanan. Untuk mencapai tujuan tersebut, diadakan pengambilan data saat *gas turbine* sudah terinstall di lapangan.

Dari data yang telah diambil selanjutnya akan dilakukan perhitungan pada masing-masing parameter untuk dapat menghasilkan nilai *turbine heat rate* dan *plant heat rate*. Dimana dalam perhitungan ini berdasarkan pada ASME PTC 22-2005 "*Performance Test Code on Gas Turbines*" dan Prosedur *Performance Test* PLTG X. Setelah didapat perhitungan untuk masing-masing parameter maka dapat dimulai untuk menganalisa hasil perhitungan parameter *Gas Turbine* pada *factory test* dan *site test*.

Dalam pelaksanaan penelitian, diperlukan langkah-langkah yang tepat dan berurutan agar proses pelaksanaan penelitian dapat berjalan dengan lancar dan terkendali. Alur proses penelitian tersebut dapat dilihat pada gambar berikut



Gambar 10 Diagram Alir Penelitian

Studi Kepustakaan yaitu mencari landasan teori dan metode perhitungan yang dibutuhkan. Landasan teori diperoleh dari dokumen komisioning, buku manual, *text book*, dan browsing.

Observasi yaitu mencari dan mengumpulkan data-data yang diperlukan untuk proses perhitungan dengan tujuan mengetahui hasil perhitungan efisiensi turbin gas terhadap beban.

Pengolahan Data yaitu memasukan data yang didapatkan secara aktual di lapangan kedalam metode perhitungan yang telah didapat menggunakan rumus yang telah ditentukan untuk mengetahui hasil perhitungan performa turbin gas.

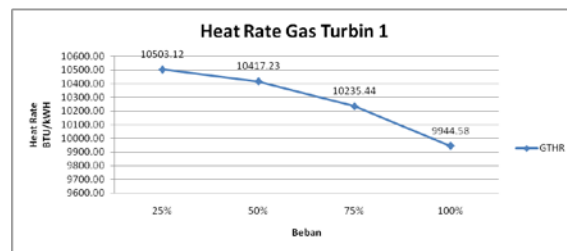
Analisa Data yaitu menganalisa data-data dengan membuat grafik hubungan efisiensi turbin gas terhadap beban, sehingga mengetahui performa turbin gas dan mengetahui faktor yang mempengaruhi performa turbin gas.

## HASIL DAN PEMBAHASAN

*Gas Turbine Heat Rate* (GTHR) adalah perbandingan antara energi *input* dari pembakaran bahan bakar (*fuel gas*) pada satu *gas turbine* dengan energi yang dibangkitkan *generator gas turbine*

Tabel 1 *Gas Turbine Heat Rate* Unit 1

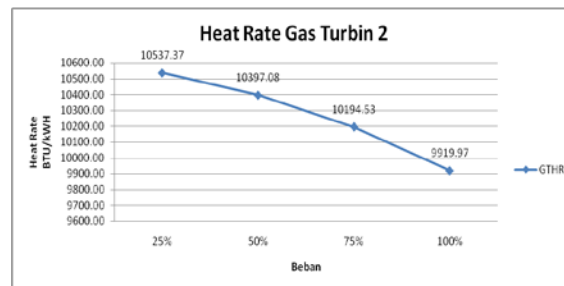
| Nama                                | Satuan  | Unit 1    |           |           |          |
|-------------------------------------|---------|-----------|-----------|-----------|----------|
|                                     |         | 25%       | 50%       | 75%       | 100%     |
| GTHR= (Ffuelgasx LHVfuelgas) / Pgen | BTU/kWH | 10.503,12 | 10.417,23 | 10.235,44 | 9.944,58 |



Gambar 11 *Gas Turbine Heat Rate* Unit 1

Tabel 2 *Gas Turbine Heat Rate* Unit 2

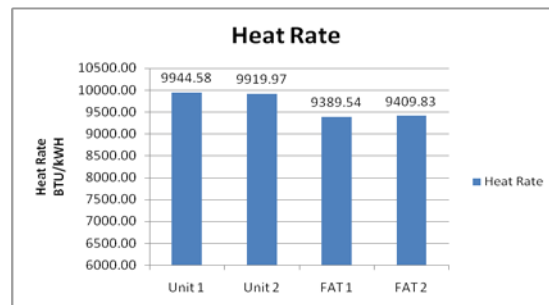
| Nama                                | Satuan  | Unit 2   |          |          |         |
|-------------------------------------|---------|----------|----------|----------|---------|
|                                     |         | 25%      | 50%      | 75%      | 100%    |
| GTHR= (Ffuelgasx LHVfuelgas) / Pgen | BTU/kWH | 10537,37 | 10397,08 | 10194,53 | 9919,97 |



Gambar 12. *Gas Turbine Heat Rate* Unit 2

Tabel 3 *Gas Turbine Heat Rate* FAT

| Nama                                | Satuan  | FAT1    | FAT 2   |
|-------------------------------------|---------|---------|---------|
| Ffuelgas                            | lbm/h   | 14641,8 | 14611,5 |
| LHVfuelgas                          | BTU/lbm | 18381,1 | 18381,1 |
| Pgen                                | kW      | 28663   | 28542   |
| GTHR= (Ffuelgasx LHVfuelgas) / Pgen | BTU/kWH | 9389,54 | 9409,83 |

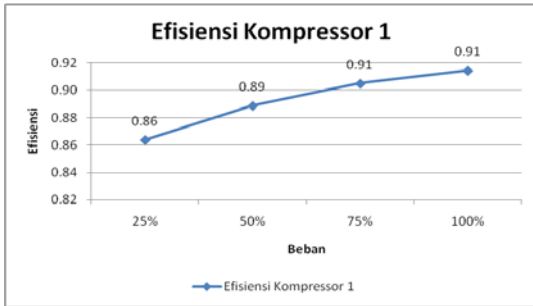


Gambar 13. *Gas Turbine Heat Rate* unit 1, 2 dan FAT

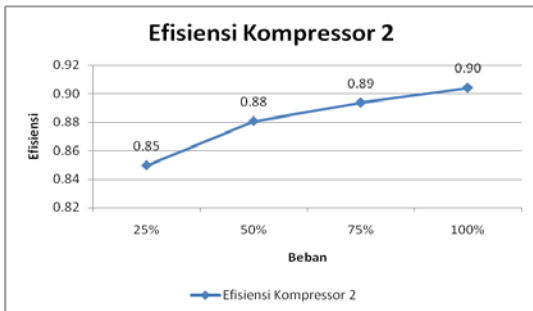
Dari nilai di atas, terlihat bahwa *heat rate* unit 1 dan unit 2 pada beban 100% jika dibandingkan dengan *heat rate* saat di pabrikaan memiliki nilai yang lebih tinggi, hal tersebut menunjukkan bahwa untuk membangkitkan listrik memerlukan nilai kalor yang lebih besar, yang pada akhirnya menuju kepada banyaknya konsumsi bahan bakar yang digunakan.

Ada beberapa faktor yang mungkin bisa menyebabkan tingginya nilai *heat rate* turbin gas, diantaranya adalah temperatur udara sekitar, kebersihan *filter inlet turbine*, kebersihan sudu-sudu turbin.

## Gas Turbine Compressor Efficiency



Gambar 14. Efisiensi Kompresor 1



Gambar 15. Efisiensi Kompresor 2

Dari grafik tersebut terlihat bahwa efisiensi kompresor dari beban rendah ke beban tinggi mengalami peningkatan efisiensi, hal ini menunjukkan bahwa nilai rugi-rugi yang diakibatkan oleh kerja kompresor akan semakin menurun seiring dengan peningkatan beban yang dihasilkan oleh pembangkit.

## Kerja Kompresor

Tabel 4 Kerja Kompresor 1

| Unit 1          | Satuan | 25%     | 50%     | 75%     | 100%    |
|-----------------|--------|---------|---------|---------|---------|
| Fudara          | kg/s   | 4,36    | 8,55    | 12,85   | 14,26   |
| Entalpy h1      | kJ/kg  | 303,92  | 304,48  | 304,43  | 304,53  |
| Entalpy h2      | kJ/kg  | 647,85  | 718,70  | 761,55  | 795,58  |
| Kerja Kompresor | kW     | 1498,11 | 3541,83 | 5872,53 | 7001,84 |

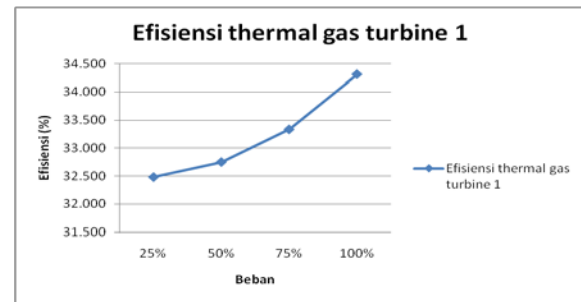
Tabel 5 Kerja Kompresor 2

| Unit 2          | Satuan | 25%     | 50%     | 75%     | 100%    |
|-----------------|--------|---------|---------|---------|---------|
| Fudara          | kg/s   | 4,59    | 9,06    | 13,42   | 14,79   |
| Entalpy h1      | kJ/kg  | 305,59  | 303,92  | 304,48  | 304,42  |
| Entalpy h2      | kJ/kg  | 656,11  | 718,70  | 759,80  | 791,94  |
| Kerja Kompresor | kW     | 1608,83 | 3759,07 | 6110,45 | 7210,95 |

## Efisiensi Termal Siklus

Tabel 6 Efisiensi termal unit 1

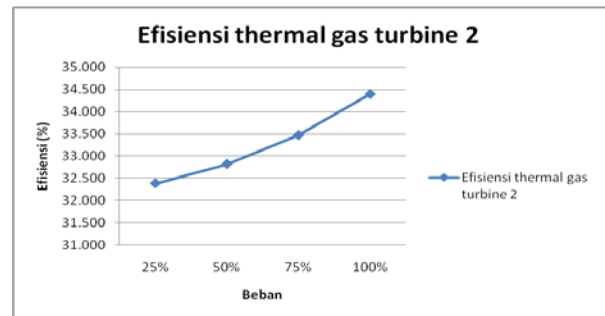
| Nama                              | Satuan  | Unit 1   |          |          |         |
|-----------------------------------|---------|----------|----------|----------|---------|
|                                   |         | 25%      | 50%      | 75%      | 100%    |
| GTHR=(Ffuelgasx LHVfuelgas)/ Pgen | BTU/kWH | 10503,12 | 10417,23 | 10235,44 | 9944,58 |
| Efisiensi Thermal                 | %       | 32,49    | 32,75    | 33,34    | 34,31   |



Gambar 16. Efisiensi Termal Unit 1

Tabel 7 Efisiensi termal unit 1

| Nama                              | Satuan  | Unit 1   |          |          |         |
|-----------------------------------|---------|----------|----------|----------|---------|
|                                   |         | 25%      | 50%      | 75%      | 100%    |
| GTHR=(Ffuelgasx LHVfuelgas)/ Pgen | BTU/kWH | 10537,37 | 10397,08 | 10194,53 | 9919,97 |
| Efisiensi Thermal                 | %       | 32,38    | 32,82    | 33,47    | 34,40   |



Gambar 17. Efisiensi Termal Unit 2

Pada gambar 16 dan 17 terlihat nilai efisiensi termal siklus *gas turbine* meningkat dan mendapatkan efisiensi terbaik pada beban 100%, hal ini secara langsung berkaitan dengan nilai efisiensi kompresor yang juga meningkat pada tiap prosentase pembebanan.

**Single Operation Heat Rate**, yaitu menghitung nilai *heat rate* untuk *single mode* operasi pada masing-masing unit

Tabel 8 SOHR Unit 1

| Nama                         | Satuan  | Unit 1   |          |          |          |
|------------------------------|---------|----------|----------|----------|----------|
|                              |         | 25%      | 50%      | 75%      | 100%     |
| SOHR=(Fgas x LHVgas)/ Ptrafo | BTU/kWH | 11354,51 | 11176,76 | 10996,83 | 10416,21 |

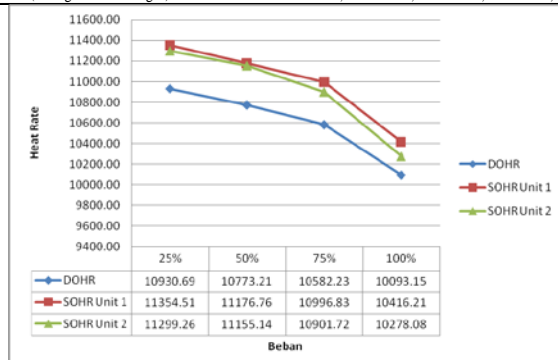
Tabel 9 SOHR Unit 2

| Nama                         | Satuan  | Unit 2   |          |          |          |
|------------------------------|---------|----------|----------|----------|----------|
|                              |         | 25%      | 50%      | 75%      | 100%     |
| SOHR=(Fgas x LHVgas)/ Ptrafo | BTU/kWH | 11299,26 | 11155,14 | 10901,72 | 10421,42 |

**Dual Operation Heat Rate**, yaitu nilai *heat rate* yang didapatkan dengan mengukur jumlah aliran bahan bakar pada dua pembangkit tenaga gas dengan energi listrik yang dihasilkan pada trafo.

Tabel 10 DOHR Unit 1 dan 2

| Nama                                       | Satuan  | Unit 1 dan 2 |          |          |          |
|--|---------|--------------|----------|----------|----------|
|  |         | 25%          | 50%      | 75%      | 100%     |
| Ffuelgas total                             | lbm/h   | 7840,50      | 15496,00 | 23024,00 | 28974,17 |
| LHVfuelgas                                 | BTU/lbm | 18955,31     | 18955,31 | 18955,31 | 18955,31 |
| Pgen                                       | kW      | 7075,00      | 14212,00 | 21412,00 | 27891,86 |
| Ptrafototal                                | kW      | 13596,50     | 27265,00 | 41241,50 | 54414,60 |
| DOHR= (Ffuelgasx LHVfuelgas) / Ptrafototal | BTU/kWH | 10930,69     | 10773,21 | 10582,23 | 10093,15 |



Gambar 18. SOHR, DOHR vs beban

Pada gambar 18, terlihat bahwa nilai *heat rate* pada mode pembebanan DOHR lebih bagus dibandingkan dengan nilai *heat rate* dengan nilai SOHR unit 1 dan 2. Sehingga dapat disimpulkan bahwa mode operasi yang terbaik adalah DOHR pada beban 90-100%.

## SIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan pengujian unjuk kerja diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada hasil pengujian di lapangan, unjuk kerja turbin gas (GTHR) mengalami penurunan dari 9389,54 BTU/kWH dan 9409,83 BTU/kWH di pengujian pabrikan menjadi 9944,58 BTU/kWH dan 9919.97 BTU/kWH.
2. Nilai penurunan performa turbin tersebut masih dalam batas toleransi, tetapi memberi dampak dalam pemakaian bahan bakar yang lebih besar.
3. Mode pengoperasian yang paling bagus terjadi pada mode operasi DOHR ketika beban antara 90 % sampai 100 %.

## DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto. 1988. *Penggerak Mula Turbin*. Bandung: ITB.
- GE Power. 2015. *Installation and Commissioning Manual TM 2500*.
- ISO 2314, *Gas Turbine Acceptance Test*, 2009, British Standart.
- Manual Book, *Gas turbine 701F*. Volume 1, 2006, Mitsubishi Heavy Industry.
- Michael, J. Moran; dan Howard N. Shapiro, *Termodinamika Teknik*, diterjemahkan oleh Nugroho Yulianto, S, Edisi ke empat, Erlangga, Jakarta, 2004.
- Operation Manual. *Performance calculation formula*, Appendix A, 2006, Mitsubishi Heavy Industry.

PowerGen Asia, *Combine cycle performance degradation*, 1998. Malaysia.

Sembiring, Kata Mulia. *Turbin Gas dan Instalasi Turbin Gas*.

The American Society of Mechanical Engineers. 2005. ASME PTC 22-2005

<http://artikel-teknologi.com/siklus-brayton/>. 20 Juni 2017

<https://www.gepower.com/resources/knowledge-base/what-is-a-gas-turbine> . 20 Juni 2017