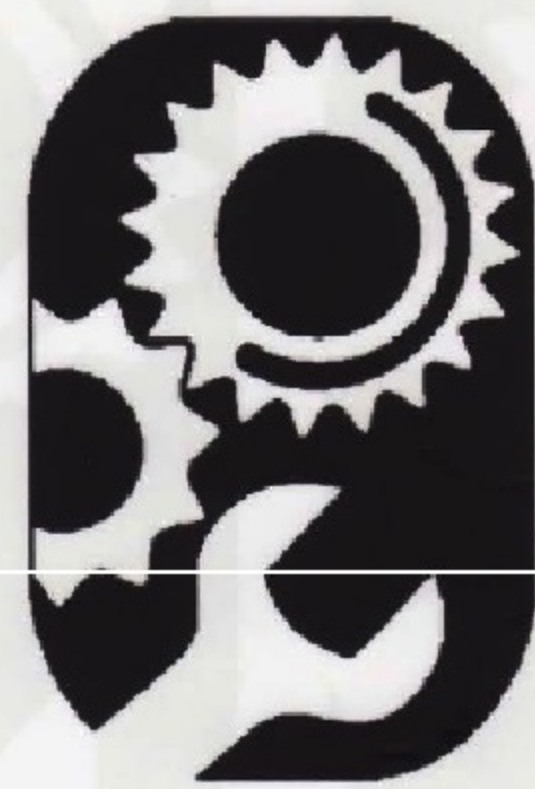


# PROCEEDING

# SEMINAR NASIONAL TEKNIK MESIN 3



30 APRIL 2008  
UNIVERSITAS KRISTEN PETRA  
SURABAYA

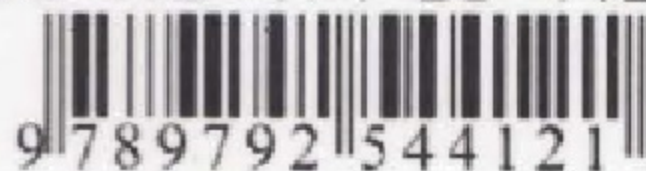
REKAYASA DAN INOVASI DESAIN  
MELALUI KERJASAMA RISET  
PERGURUAN TINGGI DAN INDUSTRI  
UNTUK TERUS MEMBANGUN DAN  
MEMAJUKAN BANGSA

Tim Editor :  
Joni Dewanto  
Willyanto Anggono



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
UNIVERSITAS KRISTEN PETRA  
Jl. Siwalankerto 142-144 Surabaya 60236

ISBN 978-979-25-4412-1



9 789792 544121

ISBN 978-979-25-4412-1

# Proceeding

**SEMINAR NASIONAL TEKNIK MESIN 3**  
**"REKAYASA DAN INOVASI DESAIN MELALUI**  
**KERJASAMA RISET PERGURUAN TINGGI DAN**  
**INDUSTRI UNTUK TERUS MEMBANGUN DAN**  
**MEMAJUKAN BANGSA"**

**SURABAYA, 30 APRIL 2008**



**Jurusan Teknik Mesin**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Universitas Kristen Petra**  
**Jl. Siwalankerto 142-144, Surabaya 60236**

## SUSUNAN PANITIA

### **Panitia Pelaksana:**

<b>Pelindung</b>	: Ketua Jurusan Teknik Mesin UK. Petra.
<b>Ketua Panitia</b>	: Ian Hardianto Siahaan, S.T., M.T.
<b>Sekretaris</b>	: Ir. Ninuk Jonoadji, M.T.
<b>Bendahara</b>	: Amelia Sugondo, S.T.,M.T.
<b>Acara</b>	: Ir. Ekadewi Anggraini Handoyo, M.Sc.
<b>Editor</b>	: Ir. Joni Dewanto, M.S. Willyanto Anggono, S.T.,M.Sc.
<b>Publikasi</b>	: Stefanus Ongkodjojo, S.T., M.Sc.

### **Tim Pengarah (Reviewer):**

Prof. Dr. Ir. I Nyoman Sutantra, M. Sc., Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Dr. Ing. Suwandi Sugondo, PT. Agindo.

Dr. Ir. I Wajan Berata, DEA., Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Houtman P Siregar, PhD., Intistitut Teknologi Indonesia.

Ir. Rini Dharmastiti, M.Sc., PhD., Universitas Gadjah Mada.

Dr. Juliana Anggono, S.T., M.Sc., Universitas Kristen Petra.

Dr. Ir. Winarto, M.Sc., Universitas ndonesia.

Ir. Sunaryo, PhD, C.Eng, MRINA, MIMarEst., Universitas Indonesia.

### **Keynote Speaker:**

Prof. Dr. Ir. I Nyoman Sutantra, M. Sc., Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## DAFTAR ISI

<b>SAMBUTAN KETUA JURUSAN TEKNIK MESIN UK. PETRA .....</b>	<b>ii</b>
<b>SAMBUTAN KETUA PANITIA.....</b>	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>iv</b>
<b>SUSUNAN PANITIA.....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>vi</b>
<b>D1-KONVERSI ENERGI</b>	
1. Analisa Energi Dan Eksergi Pada Turbin Gas Ge Lm6000 Pc Sprint Di Pt. Meta Epsi Pejebe Power Generation (Hasan Basri dan Bonni Ariwibowo).	1
2. Analisa Kerusakan Pipe Superheater Boiler Pltu # 3 (Winarto dan Indri Fauziah).	10
3. Analisis Kinerja Penghemat Bahan Bakar Yang Berbasis Elektromagnetik Untuk Motor Bensin (Houtman P. Siregar).	15
4. Distribusi tekanan di sepanjang pipa pada daerah campuran pompa jet tipe terpusat dengan nosel sirkular dan elips (Ainul Ghurri).	22
5. Analisis Pengaruh Sudut Pengarah Injeksi Udara Terhadap Panjang Nyala Api Difusi Bahan Bakar Propana Pada Burner Gas Tipe "Ejected Combustor ( I Made Kartika Dhiputra, NK. Caturwati, <u>Ombun Sihombing</u> , Tri Nugroho).	29
6. Efek Panjang Aliran Hidrodinamik (inlet) Untuk Menentukan ( Yanuar, Niasian S, Henky S Nugroho)	38
7. Efektivitas Sirip Longitudinal Profil Segitiga Keadaan Tak Tunak Dengan Nilai $K=K(T)$ (PK Purwadi).	42
8. Flow Field And Propagation Of A Perturbed Jet (Hariyo P. S. Pratomo, Klaus Bremhorst).	50
9. Hydrothermal processing of municipal waste incinerator fly Ash for the development of chemically stabilised materials (Athanasius P. Bayuseno).	57
10. Kaji Eksperimental Mesin Refrigerasi Siklus Kompresi Uap Hibrida Dengan Memanfaatkan Panas Buang Perangkat Pengkondisian Udara Untuk Pemanas Air (Water Heater) Menggunakan Refrigeenan Hidrokarbon Subtitusi R-22 (Azridjal Aziz).	64
11. Kajian Perhitungan Kebutuhan Modul Surya Sebagai Sumber Energi Mesin Pendingin Pada Truk Transportasi Buah Dan Sayuran (Sumeru, Ade Suryatman Margana).	69
12. Konsep Pembangkitan Energi Listrik dengan Sistem Generator Sinkron Linier (Tajuddin Nur).	76



# Sertifikat



Diberikan kepada

**HASAN BASRI**

Atas partisipasinya sebagai

**Pemakalah**

dalam

**SEMINAR NASIONAL  
TEKNIK MESIN 3**

"REKAYASA DAN INOVASI DESAIN MELALUI KERJASAMA RISET PERGURUAN TINGGI  
DAN INDUSTRI UNTUK TERUS MEMBANGUN DAN MEMAJUKAN BANGSA"

Surabaya, 30 April 2008



Ketua Jurusan Teknik Mesin

*[Signature]*  
Ir. Didi Wahjudi, M.Sc, M.Eng

Ketua Panitia



*[Signature]*  
Ian Hardianto Siahaan, S.T, M.T

SEMINAR NASIONAL



## ANALISA ENERGI DAN EKSERGI TURBIN GAS GE LM6000 PC SPRINT 40 MW DI PT. META EPSI PEJEBE POWER GENERATION

Hasan Basri<sup>1)</sup>, Bonni Ariwibowo<sup>2)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Sriwijaya <sup>1,2)</sup>

Jl. Raya Palembang – Prabumulih Km 32, Inderalaya 30662 <sup>1,2)</sup>

Telp. (0711) 580739

E-mail: [hasan\\_basri@unsri.ac.id](mailto:hasan_basri@unsri.ac.id)<sup>1)</sup>, [BoNiE\\_315@yahoo.com](mailto:BoNiE_315@yahoo.com)<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui kerja dan kerugian tiap komponen dari Turbin Gas GE LM6000 PC Sprint dengan analisa energi dan eksergi menggunakan data operasional Turbin Gas. Langkah yang dilakukan adalah menghitung keseimbangan energi, nilai eksergi pada sisi masuk dan keluar, irreversibilitas, dan efisiensi pada komponen Turbin Gas GE LM6000 PC Sprint. Turbin Gas GE LM6000 PC Sprint merupakan Turbin Gas aeroderivative, yang desainnya diambil dari turbin penggerak pesawat terbang CF6-80C2 Turbofan. Setelah mengalami penyesuaian, maka penggunaannya dapat diaplikasikan sebagai Turbin Gas industri. Selama ini analisa yang selalu dipakai dalam analisa Turbin Gas adalah analisa energi berdasarkan hukum Termodinamika Satu. Akan tetapi tidak semua kalor dapat berubah menjadi kerja. Dalam analisa eksergi berdasarkan hukum Termodinamika Satu dan Dua, dihitung kualitas energi dan irreversibilitasnya. Dengan keseimbangan energi diperoleh daya pada poros sebesar 55,8 MW dan efisiensi sebesar 43,49 %. Sedangkan dengan menggunakan analisa eksergi dapat diketahui efisiensi rasional turbin gas sebesar 41,81% dan kehilangan terbesar terjadi pada ruang bakar sebesar 32,1 MW.

Kata kunci: energi, eksergi, turbin gas.

### 1. Pendahuluan

#### Latar Belakang

Kebutuhan energi semakin lama semakin meningkat dari tahun ke tahun seiring dengan pertambahan jumlah penduduk dunia yang semakin meningkat. Pengembangan teknologi semakin meningkat menuntut manusia melakukan peningkatan kualitas pemakaian bahan bakar fosil untuk mengurangi pencemaran lingkungan, seperti efek rumah kaca yang diakibatkan oleh emisi gas buang karbon dioksida sisa pembakaran bahan bakar fosil.

Selama ini analisa yang selalu dipakai adalah menggunakan *analisa energi* berdasarkan Hukum Termodinamika Satu, yaitu “energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan.” Akan tetapi dalam analisa ini penurunan kualitas energi tidak diperhitungkan, hal ini disebabkan karena Hukum Termodinamika Satu tidak membedakan antara kalor dan kerja, serta tidak ada ketentuan untuk besarnya kualitas energi. Sebaliknya pada analisa eksergi yang didasarkan pada Hukum Termodinamika Satu dan Dua, kalor adalah energi berkualitas rendah, tidak semua kalor dapat dirubah menjadi kerja (Hukum Termodinamika Dua) sedangkan kerja adalah energi berkualitas tinggi dimana seluruh kerja dapat dirubah menjadi kalor. Analisa eksergi mempunyai keunggulan bila dibandingkan dengan analisa energi yaitu:

- Lebih teliti dalam menentukan energi yang hilang dalam proses maupun yang dibuang ke udara.
- Dapat menentukan kualitas energi.
- Lebih akurat dalam menentukan efisiensi baik untuk peralatan industri maupun sistem pembangkit listrik.
- Eksergi merupakan suatu metode efektif yang menggunakan prinsip kekekalan energi dan kekekalan massa bersama-sama dengan Hukum Kedua Termodinamika untuk desain dan analisa sistem energi.

#### Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah melakukan analisa energi dan eksergi komponen-komponen yang mengalami kerugian kalor pada sistem turbin gas, sehingga nantinya dapat digunakan sebagai pedoman dalam program peningkatan efisiensi sistem turbin gas yang pada akhirnya dapat menghemat dalam pemakaian bahan bakar dan peningkatan performa turbin gas.

#### Metodologi Penelitian

Penulis melakukan pengambilan data pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas yang terdapat di Jl. Raya Palembang – Muara Enim Km.152 Gunung Megang milik PT. Meta Epsi Pejebe Power Generation (MEPPO-Gen). Data yang diambil di lapangan mengenai spesifikasi dari turbin gas dan data operasional



turbin gas pabrikan GE jenis model LM6000 PC-Sprint.

Sumber-sumber lain diambil dari buku manual turbin gas untuk parameter desain dan publikasi dari internet untuk parameter universal. Penulis juga mencari beberapa jurnal yang berhubungan dengan analisa energi dan eksergi dari turbin gas sebagai tambahan.

Perhitungan dilakukan oleh penulis dengan:

1. Menghitung keseimbangan energi dari turbin gas dan nilai eksergi sisi masuk dan keluar pada kompresor, ruang bakar, dan turbin.
2. Menghitung Irreversibilitas pada tiap-tiap komponen.
3. Menghitung efisiensi rasional pada tiap-tiap komponen.
4. Kemudian hasil yang didapat ditabelkan nilai energi, eksergi dan irreversibilitas sistem.

Asumsi pada sistem turbin gas :

1. Tidak memperhitungkan efisiensi mekanik komponen-komponen sistem turbin gas.
2. Gas atau udara yang digunakan sebagai fluida kerja dianggap sebagai gas ideal.
3. Perpindahan kalor antara alat dengan lingkungan diabaikan.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial pada sistem diabaikan.
5. Aliran pada sistem dianggap dalam keadaan *steady/tunak*.
6. Sistem dalam keadaan adiabatik

Setelah dilakukan perhitungan data hasil penelitian, maka dari nilai-nilai yang didapat dapat diketahui efisiensi masing-masing komponen dan efisiensi keseluruhan dari turbin gas.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

Turbin gas merupakan mesin penggerak yang memanfaatkan energi fluida yang terkandung dalam gas sebagai fluida kerjanya. Energi fluida yang mempunyai energi kinetik tinggi tersebut dimanfaatkan untuk mendorong sudu, sehingga menghasilkan gerak putar pada rotor. Siklus dasar dari turbin gas menggunakan siklus Brayton sesuai dengan nama penemunya yaitu George Brayton, seorang insinyur yang berasal dari Boston.

Menurut desain secara umum, turbin gas dapat dibagi menjadi 2 kategori [9]:

### 1. Turbin Gas Aero derivative

Turbin gas aero derivative merupakan gas turbin yang diaplikasikan pada alat transportasi seperti pesawat terbang dan kapal laut. Turbin gas tersebut memiliki power to weight ratio yang besar sehingga memiliki daya yang besar dengan bobot yang ringan. Turbin gas aero derivative juga memiliki efisiensi yang tinggi dan konsumsi bahan bakar yang rendah tapi menuntut

penggunaan bahan bakar yang berkualitas tinggi. Turbin gas aero derivative memiliki nilai investasi yang tinggi dan perawatan yang mahal.

### 2. Turbin Gas Industri

Turbin gas industri diperuntukkan kegunaannya sebagai penggerak alat-alat industri dan generator karena memiliki power to weight ratio yang rendah sehingga memiliki bobot yang besar. Nilai efisiensinya juga lebih rendah daripada turbin gas aero derivative, tetapi biaya perawatannya lebih murah. Turbin gas industri juga dapat menggunakan bahan bakar kualitas rendah.

### Siklus

Secara umum, siklus turbin gas [5] terbagi menjadi dua jenis:

#### a. Siklus Terbuka (*Open Cycle*)

Gas hasil pembakaran setelah diekspansikan dibuang ke atmosfer. Bahan bakar yang digunakan masuk kedalam sistem.

#### b. Siklus Tertutup (*Closed Cycle*)

Pembakaran terjadi diluar sistem, hanya panasnya saja yang dimasukkan ke dalam.

### Prinsip Kerja Turbin Gas

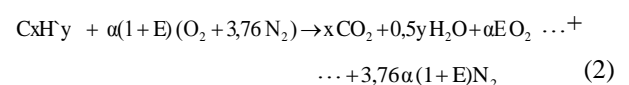
Turbin gas adalah suatu alat yang dapat mengubah energi kalor menjadi energi mekanis secara teratur dan kontinu serta membutuhkan fluida kerja. Kerja mekanis yang dihasilkan turbin gas adalah akibat diekspansikannya fluida kerja (gas) pada turbin. Dimana ekspansi fluida kerja (gas) tersebut pada sudu (*bucket turbine wheel*) turbin menyebabkan rotor turbin berputar dan menghasilkan suatu kerja mekanis. Besarnya daya/kerja yang dihasilkan fluida kerja dapat diatur dengan mengatur jumlah kalor yang masuk ke ruang bakar turbin.

### Reaksi Pembakaran

Pada dasarnya pembakaran dilakukan dengan mereaksikan bahan bakar dengan oksigen yang terkandung dalam udara. Bila rumus kimia bahan bakar dinyatakan dalam  $C_xH_y$ , maka persamaan umum pembakaran [3] bisa dinyatakan sebagai berikut :



Bila bahan bakar di bakar pada kondisi stokiometrinya [3] (dengan udara berlebih/*excess air*) akan menghasilkan campuran miskin (*lean/weak mixture*), sehingga persamaan akan menjadi :



dimana E adalah persentase *excess air/* kelebihan udara pembakaran

## Perkembangan Analisa Eksergi

Penelitian tentang analisa eksergi telah lama dilakukan sejak akhir abad ke-19. (Gouy, 1889) meneliti tentang konsep eksergi dari *useable energi* (energi yang berguna) untuk sistem tertutup. Pada tahun 1898, dengan menggunakan konsep yang sama dengan Gouy, Stodala mengembangkan proses untuk aliran yang mantap. Kemudian konsep ini terus dikembangkan melalui penelitian-penelitian selanjutnya. Baru pada tahun 1939, Bosjankovic mulai mengembangkannya dengan mempublikasikan dua paper yang mengembangkan konsep Hukum Termodinamika Kedua. Paper ini menjadi begitu penting bagi perkembangan konsep eksergi.

Analisa eksergi pada turbin gas juga dilakukan oleh N. Ravi Kumar [7] di India mengenai analisa eksergi pada turbin gas dengan *alternative regenerator* dan *intake air cooling*. Salah satu cara yang paling populer untuk menaikkan unjuk kerja dari turbin gas adalah menurunkan suhu pada *intake* (saluran masuk) kompresor sebelum udara dikompresi (dimampatkan). Dalam penelitian Ravi Kumar, udara masuk didinginkan dengan menggunakan air yang *dispray* pada saluran masuk kompresor. Pendinginan udara masuk kompresor bertujuan menurunkan suhu dan meningkatkan kelembaban udara sehingga menaikkan massa jenis dari aliran udara dalam kompresor.

## Pengertian dan Konsep Dasar Eksergi

Dalam Hukum Termodinamika Satu disebutkan bahwa “energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, tetapi dapat diubah dari satu bentuk ke bentuk lain”. Akan tetapi dalam hal ini energi akan kehilangan sejumlah kualitas. Dengan kata lain kualitas energi yang akan mengalami degradasi (Hukum Termodinamika Dua). Kualitas atau potensi inilah yang disebut sebagai *eksergi*.

Dalam Termodinamika, *eksergi* adalah energi yang mampu untuk melakukan kerja, dimana kerja maksimum yang dilakukan dipengaruhi oleh lingkungan sekitarnya sehingga terjadi kesetimbangan. Kerja hanya dapat dilakukan apabila kondisi sistem tidak sama dengan kondisi lingkungan. Semakin besar perbedaan kondisi sistem dengan lingkungan makin besar pula kerja yang dapat dilakukan. Faktor lingkungan disini adalah temperatur dan tekanan pada kondisi lingkungan disimbolkan dengan  $(T_0$  dan  $P_0$ ).

Analisa eksergi merupakan gabungan Hukum Termodinamika Satu dan Hukum Termodinamika Dua. Hukum Termodinamika Satu menitik beratkan pada perubahan entalpi ( $\Delta H$ ), sedangkan Hukum Termodinamika Dua menitik beratkan pada perubahan entropi ( $\Delta S$ ).

Eksergi ini dapat ditunjukkan dalam persamaan [6] berikut :

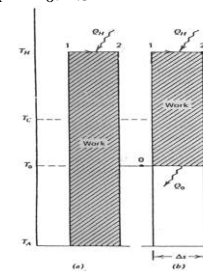
$$Ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3)$$

Persamaan eksergi dapat dikembangkan dengan menggunakan Diagram T-s untuk mesin kalor (Gambar 4). Jika kalor sebesar  $Q_H$  dimasukkan ke dalam sistem. Pada bagian (a) menggambarkan sebuah kerja yang ideal sehingga semua kalor yang masuk dikonversikan menjadi kerja. Jadi nilai ekserginya [6] adalah :

$$Ex = Q_H \quad (4)$$

Sedangkan pada bagian (b), terjadi penyerapan panas oleh suhu lingkungan yang mempunyai temperatur  $T_0$ , dan  $Q_0$  merupakan irreversibilitas dari panas yang diserap oleh lingkungan sehingga kondisi dibawah  $T_0$  merupakan kerugian eksergi. Jadi nilai ekserginya [6] menjadi (lihat Gambar 1):

$$Ex = Q_H - T_0 \Delta S \quad (5)$$



Gambar 1. Diagram T-s untuk mesin kalor [6]

## Eksergi Fisik (*physical exergy*)

Eksergi fisik adalah kerja maksimum yang dapat diperoleh dari energi, dimana aliran berasal dari kondisi aktual  $(T, P)$  menuju kesetimbangan thermomechanical pada temperatur lingkungan  $(T_0, P_0)$  dengan proses *reversible* dan terjadi perubahan panas pada kondisi lingkungan  $(T_0)$ , dari definisi diatas, mengandung dua makna. Pertama, aliran material dibawa secara adiabatik ke temperatur lingkungan,  $T_0$ . Kedua aliran material dibawa secara isothermal kekesetimbangan *thermomechanical* dengan lingkungan pada  $T_0, P_0$ .

Analisa proses fisik memerlukan perbedaan eksergi fisik spesifik ( $\epsilon_{ph}$ ) untuk dua keadaan dengan nilai yang terpisah [6].

$$\epsilon_{ph1} - \epsilon_{ph2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (6)$$

Pernyataan eksergi fisik spesifik dari suatu gas ideal [6] adalah :

$$\epsilon_{ph} = c_p(T - T_0) - T_0 \left( c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} \right) \quad (7)$$

## Eksergi dari Aliran Material

Persamaan eksergi untuk aliran sistem terbuka pertama kali disusun oleh Keenan (1951) dan Sussman (1980). Dinyatakan dalam bentuk Energi Kinetik dan Energi Potensial, dasar perhitungan eksergi diekspresikan sebagai *relative thermomechanical reference conditions*, dalam bentuk persamaan [6] didefinisikan sebagai berikut :



$$Ex = (H - H_o) - T_o(S - S_o) \quad (8)$$

Untuk satu mol gas ideal dengan kapasitas panas yang konstan, persamaan (2.8) menjadi:

$$Ex = C_p(T_i - T_o) - C_p T_o \ln\left(\frac{T_i}{T_o}\right) + RT_o \ln\left(\frac{P_i}{P_o}\right) \quad (9)$$

Untuk aliran material yang multi komponen, eksergi dapat dihitung dalam tiga bentuk, yaitu eksergi fisik, eksergi kimia dan eksergi campuran. Ketiga total eksergi tersebut merupakan total eksergi pada suatu aliran [6], dan ditunjukkan seperti pada persamaan berikut:

$$Ex = Ex_{chem} + Ex_{phys} + \Delta_{mix} Ex \quad (10)$$

Untuk menghitung total eksergi, masing-masing bentuk harus dihitung terlebih dahulu secara terpisah dan sistematis.

### Eksergi Kimia

Eksergi kimia didefinisikan sebagai bagian dari total eksergi dari aliran material (material stream) yang diturunkan dari potensial kimia pada kondisi referensi ( $T_o, P_o$ ), dimana kondisi ini merupakan kondisi antara komponen-komponen murni pada kondisi proses dan komponen-komponen murni pada kondisi lingkungan ( $T_o, P_o$ ).

Kerja permol zat adalah eksergi kimia molar untuk gas ideal [6]:

$$EX_{chem, REF-i}^o = RT_o \ln\left[\frac{P_o}{P_{REF-i}}\right] \quad (11)$$

dimana  $EX_{chem, REF-i}^o$  merupakan eksergi kimia standar dari REF-i dan  $P_{REF-i}$  menyatakan tekanan parsial dari komponen i yang dievaluasi pada tekanan atmosfer (99,31 kPa mengikuti referensi dari Szargut dkk (1988)).  $P_o$  adalah tekanan overall (biasanya 101,325 kPa).

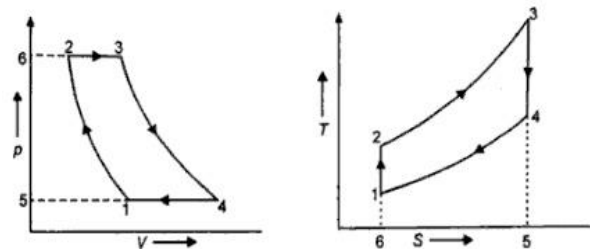
Beberapa aplikasi penting dari medium kerja sering mengandung suatu campuran dari gas ideal, sebagai contoh bahan bakar gas, produk pembakaran dan lain-lain. total kerja dari komponen permol campuran gas [6] adalah:

$$\sum_i \left[ \bar{w}_{xi} \right]_{rev} = \bar{R} T_o \sum x_i \ln x_i \quad (12)$$

dimana  $x_i$  adalah fraksi mol dari komponen i pada campuran, R adalah konstanta gas ideal dan  $T_o$  adalah temperatur referensi.

### Analisa pada sistem turbin gas

#### 1). Analisa energi pada sistem turbin gas

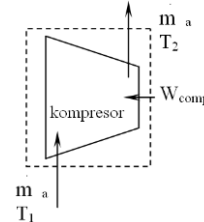


Gambar 2. P,V dan T,s diagram siklus Brayton [3]

Pada Gambar 2 siklus termodinamika dari sistem turbin gas adalah:

- Proses Kompresi dari keadaan 1 – 2 pada kompresor (adiabatik).
- Proses Pembakaran dari keadaan 2 – 3 pada tekanan konstan.
- Proses Ekspansi dari keadaan 3 – 4 pada turbin (adiabatik).
- Proses Buang dari keadaan 4 – 1 pada tekanan konstan.

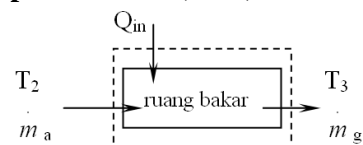
#### a. Proses Kompresi (1 – 2)



Karena proses yang terjadi di dalam kompresor adiabatik, maka persamaan balance energi pada kompresor [3] adalah:

$$W_{comp} = m_a \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

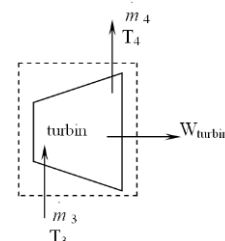
#### b. Proses pembakaran (2 – 3)



Kalor yang dihasilkan pada ruang bakar pada tekanan konstan [3] adalah:

$$\dot{Q}_{in} = m_f \cdot LHV \quad (14)$$

#### c. Proses Ekspansi (3 – 4)



Karena proses yang terjadi di dalam kompresor adiabatik, maka persamaan balance energi pada

kompresor [3] adalah:

$$-\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_4 - T_3) \quad (15)$$

#### d. proses buang (4 – 1)

Kalor yang terbuang melalui gas buang [3].

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_4 - T_1) \quad (16)$$

#### e. efisiensi turbin gas

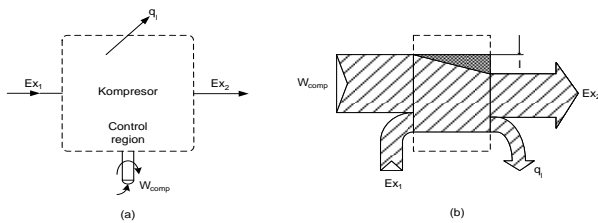
Efisiensi dari sistem turbin gas [3] adalah:

$$\eta_{ig} = \frac{\Delta W}{Q_{in}} \quad (17)$$

### 2). Analisa eksergi pada sistem turbin gas.

#### a. Proses Kompresi

Persamaan keseimbangan eksergi untuk proses kompresi pada Gambar 3.



Gambar 3. Proses Kompresi (a) control region (b) Diagram Grassman [6]

Apabila tidak terjadi perpindahan kalor (adiabatik) maka  $q_1 = 0$ , dan persamaan keseimbangan eksergi [6] menjadi :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{E}x_2 + \dot{I}_{comp} - \dot{E}x_1 \quad (18)$$

##### 1). Eksergi titik 1 ( $\dot{E}x_1$ )

$$\begin{aligned} \dot{E}x_1 &= \dot{m}_a [(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \\ &= \dot{m}_a \cdot c_{pa} \left[ (T_1 - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_1}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_1}{P_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (19)$$

##### 2). Daya kompresor aktual ( $\dot{W}_{comp}$ )

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} (T_2 - T_1) \quad (20)$$

##### 3). Eksergi yang hilang pada kompresor ( $\dot{I}_{comp}$ )

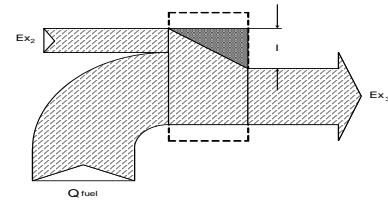
$$\dot{I}_{comp} = \dot{m}_a T_0 (s_2 - s_1)$$

##### 4). Eksergi titik 2 ( $\dot{E}x_2$ )

$$\begin{aligned} \dot{E}x_2 &= \dot{m}_a [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \\ &= \dot{m}_a \cdot c_{pa} \left[ (T_2 - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_2}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_2}{P_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (22)$$

#### b. Proses Pembakaran

Persamaan keseimbangan eksergi untuk proses pembakaran ditunjukkan pada diagram grassman [6] (lihat Gambar 4) di bawah ini.



Gambar 4. Diagram Grassman pada Ruang Bakar [6]

##### 1). Eksergi yang terkandung dalam bahan bakar

$$E_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \times \varphi \times LHV \quad (23)$$

$$T_0 \cdot \Delta S_0 = \dot{m}_{fuel} \times LHV(\varphi - 1) \quad (24)$$

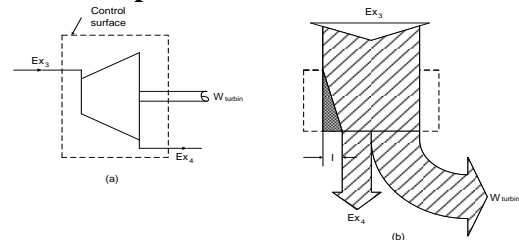
##### 2). Eksergi yang hilang pada ruang bakar ( $\dot{I}_{comb}$ )

dari tabel rasio eksergi kimia/NCV bahan bakar untuk gas alam

$$\begin{aligned} \dot{I}_{comb} &= T_0 [(S_P)_5 - (S_R)_4] \\ &= T_0 \left\{ \left[ \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot \left( \ln \frac{T_5}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_5}{P_0} \right) \right] - \dots \right. \\ &\quad \left. \dots - \left[ \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot \left( \ln \frac{T_4}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_4}{P_0} \right) \right] + \Delta S_0 \right\} \end{aligned} \quad (25)$$

dimana subscripts P, R, A, dan F menyatakan produk, reaktan, air (udara) dan *fuel* (bahan bakar).

#### c. Proses Ekspansi



Gambar 5. Proses Ekspansi (a) control surface (b) Diagram Grassman. [6]

Persamaan keseimbangan eksergi pada proses ekspansi [6] pada Gambar 5 adalah :

$$\dot{E}x_3 = \dot{W}_{turbin} + \dot{I}_{turbin} + \dot{E}ks_4 \quad (26)$$

##### 1). Eksergi total yang masuk ke turbin ( $\dot{E}x_3$ ):

$$\begin{aligned} \dot{E}x_3 &= \dot{m}_g [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (21) \\ &= \dot{m}_g \cdot c_{pg} \left[ (T_3 - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_3}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_3}{P_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (27)$$

##### 2). Kerja yang dihasilkan turbin ( $\dot{W}_{turbin}$ ):

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \quad (28)$$

##### 3). Eksergi yang hilang pada turbin ( $\dot{I}_{turbin}$ ):

$$\begin{aligned} \dot{I}_{turbin} &= \dot{m}_g T_0 (s_4 - s_3) \\ &= \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot T_0 \left( \ln \frac{T_4}{T_3} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_4}{P_3} \right) \end{aligned} \quad (29)$$

##### 4). Eksergi yang hilang pada gas buang ( $\dot{E}x_4$ ):

$$\dot{E}x_4 = \dot{m}_g [(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)]$$

$$= m_g \cdot c_{pg} \left[ (T_4 - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_4}{T_0} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \ln \frac{P_4}{P_0} \right) \right] \quad (30)$$

#### d. Efisiensi rasional eksergi ( $\psi$ )

Terdapat dua jenis efisiensi eksergi yang sering digunakan, pertama adalah efisiensi sederhana yaitu perbandingan jumlah eksergi yang keluar dengan jumlah eksergi yang masuk. Yang kedua adalah efisiensi rasional eksergi yaitu perbandingan jumlah eksergi keluar yang digunakan dengan jumlah eksergi masuk yang berpotensi untuk digunakan [6].

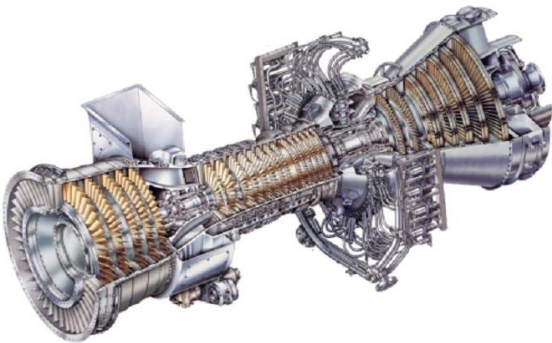
$$\psi = \frac{Eks_{desired}}{Eks_{input}} \times 100\% \quad (31)$$

dimana:

$Eks_{desired}$  = jumlah eksergi yang digunakan (kerja yang diberikan pada sistem).

### 3. DATA SPESIFIKASI DAN DATA LAPANGAN TURBIN GAS

Turbin gas produksi General Electric LM 6000 PC Sprint mengadopsi desain dari CF6-80C2 turboprop [1] (lihat Gambar 6) dan dilakukan penyesuaian dan mengganti sistem bahan bakar tipe industri sehingga bisa menggunakan bahan bakar gas dan cair.



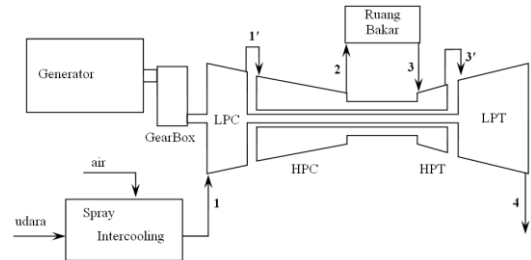
Gambar 6. Turbin Gas LM 6000PC Sprint [1]

Turbin gas GE LM6000 PC Sprint terdiri dari dua kompresor, ruang bakar, dan dua turbin. Turbin tekanan rendah menggerakkan kompresor tekanan rendah dan generator. Generator dihubungkan dengan poros turbin melalui *gearbox*. Sedangkan turbin tekanan tinggi hanya menggerakkan kompresor tekanan tinggi (lihat Gambar 7). Data kondisi operasi turbin gas dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Data Kondisi Operasi Turbin Gas LM6000 PC-Sprint Beban 39,8 MW

Kondisi	Temperatur	Tekanan (Psia / bar)
1	81 °F / 300 K	14,20 / 0,98
1'	219 °F / 377 K	30,90 / 2,13
2	974 °F / 796 K	388,40 / 26,78

3	2259 °F / 1510 K	388,40 / 26,78
3'	1600 °F / 1144 K	96,10 / 6,63
4	850 °F / 728 K	14,20 / 0,98



Gambar 7. Sistem Turbin Gas Sistem Terbuka Concentric Shaft

### 4. ANALISA DATA HASIL PERCOBAAN

#### Data Hasil Survey

Pengambilan data dilakukan di PT. Meta Epsi Pejebe Power Generation Gunung Megang Turbin Gas unit 2 produksi General Electric LM6000PC Sprint. Data operasional turbin gas yang diperoleh ditunjukkan pada Tabel 2. Analisa energi dan eksergi sistem turbin gas ditunjukkan pada Tabel 3 dan 3.

Tabel 2. Data Kondisi Operasi Turbin Gas

NO	Data Operasi	Nilai
1	Temperatur udara atmosfer	82 °F / 301 K
2	Tekanan udara atmosfer	14,20 Psi / 0,98 bar
3	Temperatur udara masuk LPC	81 °F / 300 K
4	Temperatur udara keluar LPC	219 °F / 377 K
5	Temperatur udara masuk HPC	219 °F / 377 K
6	Temperatur udara keluar HPC	974 °F / 796 K
7	Tekanan udara masuk LPC	14,20 Psi / 0,98 bar
8	Tekanan udara keluar LPC	30,9 Psi / 2,13 bar
9	Tekanan udara masuk HPC	30,9 Psi / 2,13 bar
10	Tekanan udara keluar HPC	388,4 Psi / 26,78 bar
11	Temperatur gas masuk HPT	2259 °F / 1510 K
12	Temperatur gas keluar HPT	1600 °F / 1144 K
13	Temperatur gas masuk LPT	1600 °F / 1144 K
14	Tekanan udara masuk HPT	388,4 Psi / 26,78 bar



NO	Data Operasi	Nilai
15	Tekanan udara keluar HPT	96,1 Psi / 6,63 bar
16	Tekanan udara masuk LPT	96,1 Psi / 6,63 bar
17	Tekanan gas keluar turbin	14,20 Psi / 0,98 bar
18	Temperatur gas buang	850 °F / 728 K
19	Laju aliran bahan bakar gas alam	4,34 lbs/s (1,978 kg/s)
20	Laju aliran Sprint sistem	18,3 GPM (1,15 kg/s)
21	Laju aliran udara	270,8 lbs/s (122,85 kg/s)
22	Laju aliran massa dalam kompresor	124 kg/s
23	Low Pressure RPM	3.643 rpm
24	High Pressure RPM	10.394 rpm
25	Gross Heating Value gas alam	1156,78 BTU/SCF 65.148,56 kJ/kg
26	Daya poros efektif	39,8 MW

Sumber : Data Operasi Turbin Gas Unit 2

Tabel 3. Analisa Energi Sistem Turbin Gas

Sistem	Energi (kJ/s)
Kompresor Tekanan Rendah	9.613,59
Kompresor Tekanan Tinggi	52.884,50
Ruang Bakar	116.804,74
Turbin Tekanan Tinggi	53.024,14
Turbin Tekanan Rendah	60.267,88

Tabel 4. Analisa Eksergi Sistem Turbin Gas

Bagian	Ex.in (MW)	Ex. out (MW)	Irrev. (MW)	Daya (MW)	Ef. Ex (%)
Kompresor Tekanan Rendah	0,00021	9,4	0,25	9,6	97,40
Kompresor Tekanan Tinggi	9,5	61,4	0,91	52,9	98,27
Ruang Bakar	61,4	140,6	32,1	121,5*	76,88
Turbin Tekanan Tinggi	140,6	84,6	3,0	53,02	94,64
Turbin Tekanan Rendah	84,6	23,3	0,98	60,3	98,41

\*) daya dalam bentuk kalor

## 5. HASIL DAN DISKUSI

### Turbin Gas

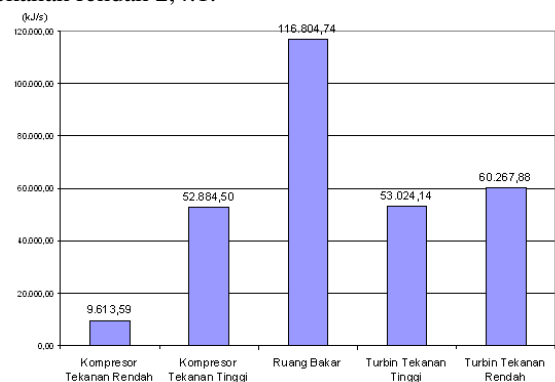
Dari data operasi pada Tabel 2, temperatur masuk kompresor mengalami penurunan suhu 1°C dari

temperatur lingkungan, hal ini disebabkan karena sebelum masuk kompresor udara dispray menggunakan air bertekanan tinggi. Metode ini dinamakan Sprint (*Spray Intercooling*) karena sebelum udara masuk kompresor, udara dispray dengan air bertekanan tinggi sehingga air yang berbentuk partikel mengambil kalor dari udara dan meningkatkan kelembaban udara (*humidity*). Air yang dispray oleh nozzle pada tekanan tinggi telah berbentuk menjadi partikel-partikel atom yang memiliki ukuran kurang dari 20 mikron. Selain itu air yang digunakan harus memenuhi syarat, yaitu air demin (*demineral water*) adalah air yang telah dibuang kandungan mineralnya, memiliki pH 5,0 - 8,0, konduktivitasnya pada suhu 24,9°C antara 0,5 - 1,0 micro-mhos/cm (berarti air bebas dari kadar karbon dioksida).

### Analisa Energi

Dalam analisa energi pada turbin gas, energi di kompresor merupakan kerja yang dilakukan untuk menggerakkan kompresor agar terjadi proses kompresi. Energi yang masuk dalam sistem turbin gas dalam bentuk kerja untuk menaikkan tekanan sebelum masuk ruang bakar. Pada ruang bakar, energi yang masuk dalam bentuk kalor yang berasal dari pembakaran bahan bakar gas alam yang dicampur dengan udara temperatur dan tekanan tinggi. Sedangkan energi yang dihasilkan turbin berasal dari kerja turbin yang dihasilkan terjadi karena proses ekspansi pada turbin. Fluida kerja yang berupa gas hasil pembakaran pada ruang bakar menumbuk sudu turbin dan menggerakkan rotor turbin.

Dari Gambar 8 dan Tabel 3 energi yang masuk dalam bentuk kerja pada kompresor tekanan rendah sebesar 9,6 MW. Sedangkan energi yang masuk dalam bentuk kerja di kompresor sebesar 52,9 MW. Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor tekanan tinggi lebih besar daripada kompresor tekanan rendah karena rasio kompresi pada kompresor tekanan tinggi lebih besar yaitu 12:1, sedangkan rasio kompresi pada kompresor tekanan rendah 2,4:1.



Gambar 8. Grafik Energi dalam Sistem Turbin Gas

Turbin tekanan tinggi berputar dengan putaran 10.394 rpm dan menghasilkan daya 53,02 MW yang berguna untuk menggerakkan kompresor tekanan tinggi. Sedangkan turbin tekanan rendah berputar pada putaran

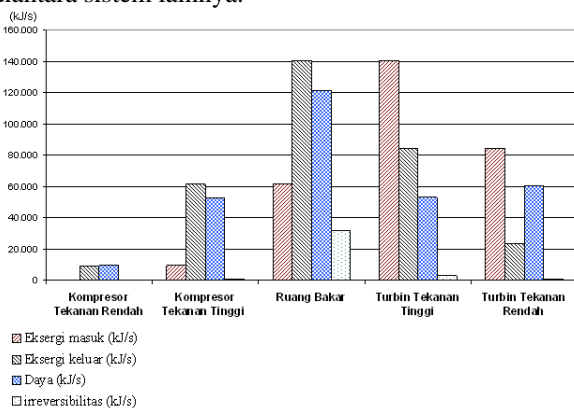
3.643 rpm dan menghasilkan daya 60,3 MW. Daya yang dihasilkan oleh turbin gas dimanfaatkan untuk menggerakkan kompresor dengan putaran yang sama dan generator pada putaran 3.000 rpm. Putaran 3.000 rpm direduksi oleh gearbox dari poros turbin ke poros generator, adalah putaran operasional generator agar menghasilkan arus AC dengan frekuensi 50Hz.

### Analisa Eksergi

Dengan menggunakan data yang sama, analisa eksergi menghitung nilai eksergi masuk dan keluar dari sistem turbin gas serta irreversibilitas dalam sistem. Dalam analisa eksergi juga dihitung daya yang dihasilkan tiap-tiap sistem sehingga diperoleh efisiensi rasional tiap-tiap sistem turbin gas

Dalam analisa eksergi pada sistem yang terisolasi, eksergi masuk dan keluar dari sistem jumlahnya tidak sama. Total dari nilai eksergi masuk selalu lebih besar dari eksergi keluar. Selisih jumlah eksergi masuk dan keluar inilah yang disebut irreversibilitas. Karena nilai irreversibilitas tersebut, maka dalam analisa eksergi berbeda dengan analisa energi dalam pengertian kekekalan energi. Di dalam analisa energi, proses dalam satu sistem tertutup/terisolasi selalu memiliki sifat dapat balik atau disebut *reversibel*. Sehingga jumlah energi pada kondisi satu sama dengan jumlah energi pada kondisi dua karena hukum kekekalan energi yaitu energi tidak dapat dihancurkan atau dimusnahkan. Tetapi dalam analisa energi tidak dihitung energi hilang dalam suatu proses.

Dari Tabel. 4. dapat dilihat nilai dari eksergi masuk, eksergi keluar, irreversibilitas, daya, dan efisiensi rasional dari tiap sistem turbin gas. Irreversibilitas terbesar terjadi di ruang bakar sebesar 32,1 MW hilang selama proses pembakaran. Hal ini disebabkan karena temperatur ruang bakar yang tinggi dan selisih temperatur proses pembakaran. Sedangkan irreversibilitas terendah terjadi pada proses kompresi tekanan rendah. Pada proses kompresi tekanan rendah, selisih temperatur pada proses kompresi paling kecil diantara sistem lainnya.



Gambar 9. Grafik Analisa Eksergi dalam Sistem Turbin Gas

Dari Gambar 9 dapat dilihat irreversibilitas yang

terjadi dalam turbin gas berbeda tiap sistem. Semakin tinggi nilai ekserginya, dan semakin besar selisih antar eksergi masuk dan eksergi keluar maka semakin besar pula irreversibilitas yang terjadi di dalam sistem. Nilai irreversibilitas ini berpengaruh efisiensi rasionalnya. Efisiensi rasionalnya membandingkan eksergi yang berubah menjadi kerja yang dapat dimanfaatkan setelah dikurangi irreversibilitasnya. Efisiensi rasional terbesar terjadi pada turbin tekanan rendah sebesar 98,41%, sedangkan efisiensi rasional terkecil pada ruang bakar sebesar 76,88%.

Gambar 9 juga menunjukkan bahwa eksergi yang keluar dari turbin tekanan rendah ke lingkungan sebesar 23,3 MW, masih memiliki potensi untuk melakukan kerja. Eksergi yang keluar dari turbin tekanan rendah tersebut dalam bentuk kalor dan dapat dimanfaatkan sebagai sumber panas untuk menghasilkan uap pada turbin uap dan menghasilkan daya tambahan. Penggabungan dua siklus antara siklus *brayton* pada turbin gas dan siklus *rankine* pada turbin uap disebut juga *combined cycle*.

## 6. KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan sistem turbin gas dengan menggunakan analisa energi dan eksergi, dapat disimpulkan :

1. Daya yang dihasilkan turbin gas pada poros sebesar 50,7 MW dengan efisiensi energi 43,49% dan efisiensi rasional eksergi turbin gas sebesar 41,81%.
2. Melalui analisa eksergi, dapat diketahui kerugian terbesar yang terjadi pada ruang bakar, yaitu sebesar 32,1 MW dan kerugian terkecil pada kompresor tekanan rendah sebesar 250,1 kW.
3. Efisiensi rasional terbesar pada turbin tekanan rendah sebesar 98,41% sedangkan efisiensi rasional terkecil pada ruang bakar sebesar 76,88%.
4. Eksergi yang keluar dari turbin gas ke lingkungan sebesar 23,3 MW. Dari nilai eksergi yang terbuang dari gas buang turbin gas memiliki potensi untuk melakukan kerja sebesar eksergi keluar tersebut.

### Saran

1. Melalui penggunaan metode analisa eksergi, dapat dihitung dari kualitas energi dari sistem turbin gas. Sehingga hasil dari analisa tersebut bisa digunakan sebagai acuan untuk memaksimalkan bahan bakar yang digunakan dan mengurangi pemborosan energi.
2. Nilai kalor dari gas buang turbin gas masih memiliki kualitas energi yang cukup besar sehingga masih dapat dimanfaatkan sebagai sumber panas untuk menghasilkan uap untuk turbin uap dan menghasilkan daya listrik tambahan atau disebut *combined cycle*. Dari kombinasi dua siklus, yaitu siklus *brayton* untuk turbin gas dan siklus *rankine*



untuk turbin uap maka efisiensi dari penggunaan bahan bakar dapat meningkat

## DAFTAR PUSTAKA

1. Basic Operating Course LM6000 Package Familiarization, General Electric Company, 2006.
2. Bathie, William W, "*Fundamental of Gas Turbines*", John Wiley and Sons, New York, 1996.
3. Boyce, Meherwan. P, "*Gas Turbine Engineering Handbook*", 3<sup>th</sup> Edition, Butterworth, 2006.
4. Cengel, Yunus A, "*Thermodynamics an Engineering Approach*", 5<sup>th</sup> Edition., McGraw-Hill Inc., New York
5. Ganesan, V, "*Gas Turbines*", 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw-Hill, New Delhi, 2003.
6. Kotas, T. J, "*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*", Butterworths, 1985.
7. Kumar, N. Ravi, "*Performance Improvement and Exergy Analysis of Gas Turbines Power Plant with Alternative Regenerator and Intake Air Cooling*", ProQuest Science Journals; 104, 3; pg. 36, 2007.
8. Badeer, G.H., GE Power Systems, 21 Februari 2008, [www.gepower.com/prod\\_serv/products/tech\\_docs/en/downloads/ger3695e.pdf](http://www.gepower.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3695e.pdf)
9. Gas Combined Cycle, 19 Februari 2008, [www.energysolutionscenter.org/distgen/AppGuide/Chapters/Chap4/4-3\\_Gas\\_Turbines.htm](http://www.energysolutionscenter.org/distgen/AppGuide/Chapters/Chap4/4-3_Gas_Turbines.htm)