

ISBN : 978-602-97742-0-7

SEMINAR NASIONAL TAHUNAN TEKNIK MESIN IX 2010

**SNTTM IX**

PALEMBANG, 13 - 15 Oktober 2010



# **DIGITAL PROSIDING**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SRIWIJAYA**

SEMINAR NASIONAL TAHUNAN TEKNIK MESIN (SNTTM)- IX  
HOTEL ARYA DUTA PALEMBANG, 13 - 15 Oktober 2010

Untuk segala pertanyaan mengenai SNTTM IX silakan hubungi :

Sekretariat:  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya  
Jalan Raya Prabumulih KM.32 Indralaya  
Kabupaten Ogan Ilir - Sumatera Selatan  
Tlp: 0711-580272, Fax: 0711580272  
Website : [bkstm9.unsri.ac.id](http://bkstm9.unsri.ac.id)  
E-mail: [bkstm9@unsri.ac.id](mailto:bkstm9@unsri.ac.id) dan [bkstm9.unsri@gmail.com](mailto:bkstm9.unsri@gmail.com)

**Reviewer :**

Prof. Dr. H. Hasan Basri  
Prof. Dr. H. Kaprawi  
Dr. Riman Sipahutar  
Dr. Amrifan Saladin Mohruni  
Dr. Nukman  
Hendri Chandra, M.T.  
Zainal Abidin, M.T.  
M. Zahri Kadir, M.T.  
M. Yanis, M.T  
Dyos Santoso, M.T  
Gunawan, M.T.  
Amir Arifin, M.Eng

**Editor :**

Gunawan, M.T.  
Amir Arifin, M.Eng

<p>ISBN : 978-602-97742-0-7 © Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya 2010</p>
---

## **UCAPAN TERIMA KASIH**

Panitia SNTTM IX mengucapkan banyak terima kasih kepada sponsor, keynote speaker dan semua pihak yang membantu terlaksananya kegiatan ini.

### **Sponsor**

PT. Tambang Batubara Lahat  
Pemerintah Daerah Tingkat II Palembang  
PT. Tambang Batubara Bukit Asam, Tbk  
MEDCOENERGI  
PT. Tekno Logika  
Bank Sumsel Babel  
INTI Komputer  
Alumni Teknik Mesin

### **Keynote Speaker**

Vice President JSME (Japan Society Mechanical Engineering)  
Prof. Dr. Yatna Yuwana Martawirya (BKS - TM)  
Prof. Dr. Massanori Kikuchi (Science University of Tokyo)  
Ir. Sukrisno, Dirut. P.T. Bukit Asam (Persero) Tbk.

## DAFTAR ISI

**KATA PENGANTAR**  
**PANITIA PELAKSANA**  
**DEWAN PENGARAH**  
**UAPAN TERIMA KASIH**  
**DAFTAR ISI**

### KONVERSI ENERGI

		HAL
MI-001	KAJI EKSPERIMENTAL TEKNOLOGI PEMBUATAN KOKAS DARI BATUBARA MUDA SEBAGAI SUMBER PANAS DAN KARBON PADA TANUR TINGGI (BLAST FURNACE) Khairil, Irwansyah	MI-1 UNSYIAH
MI-002	PEMISAHAN ALIRAN KEROSEN-AIR DENGAN MENGGUNAKAN T-JUNCTION Dewi Puspitasari, Indarto, Tineke, Karminto, Kms.Ridhuan	UGM MI-7
MI-003	Studi kelayakan pembangunan PLTU – Batubara Agung Subagio	MI-15 UI
MI-004	KAJIAN TINGKAT KEMAMPUAN PENYERAPAN PANAS MATAHARI PADA ATAP BANGUNAN SENG BERWARNA Ahmad Syuhada Suhaeri	MI-25 UNSYIAH
MI-005	UNJUK KERJA TURBIN ANGIN POROS VERTIKAL TIPE SAVONIUS Hermawan	MI-31 UGM
MI-006	PENGARUH TEMPERATUR REAKTAN TERHADAP KECEPATAN RAMBAT API PREMIXED BERBAHAN BAKAR GAS PADA RUANG BAKAR MODEL HELLE-SHAW CELL I Gusti Ngurah Putu Tenaya, ST., MT	MI-39 UNUD
MI-007	Pengembangan fuel feeder tipe ulir dan rotari untuk bahan bakar biomasa I Nyoman Suprpta Winaya dan Made Sucipta	MI-49 UNUD
MI-008	KAJIAN PENAMBAHAN HIDROGEN BOOSTER PADA MOTOR BENSIN 115 CC Muhamad As’adi, Syahrir Ardiansyah Pohhan Putra	MI-53 UPN
MI-009	Pengaruh Penempatan Penghalang Berbentuk Segitiga Di Depan Silinder Dengan Variasi Dimensi Segitiga Penghalang Terhadap koefisien Drag Si Putu Gede Gunawan Tista, I Putu Yudana	MI-59 UNUD
MI-010	Analisis Penggunaan Gasohol dari Limbah Kulit Pisang terhadap Prestasi Mesin Motor Bakar Bensin Andi Mangkau, Novriany Amaliyah, Zuryati Djafar, Wahyu H. Piarah	MI-63 UNHAS
MI-011	Study Influence of Water Stream Variety Into Venturi Scrubber To Reduce Tar And Flame Formation in Biomass Gasification System Adi Surjosatyo	MI-68 UI

MI-067	KARAKTERISASI SIFAT-SIFAT PEMBAKARAN BAHAN BAKAR PADAT RAMAH LINGKUNGAN YANG BERASAL DARI SAMPAH KOTA		MI-429
	Toto Hardianto, Aryadi Suwono, Ari Darmawan Pasek, dan Amrul	ITB	
MI-068	Karakteristik Model Kincir Angin Poros Horizontal dengan Transmisi Kopling Sentrifugal		MI-435
	Budi Sugiharto	USD	
MI-069	PENGOLAHAN SAMPAH ORGANIK MENJADI ETHANOL DAN PENGUJIAN SIFAT FISIK BIOGASOLINE		MI-441
	I Gusti Bagus Wijaya Kusuma	UNUD	
MI-070	Kinerja Menara Pendingin Untuk Kebutuhan Sistem Pengkondisian Udara Pada Kondisi Iklim Tropis Basah		MI-449
	Budihardjo	UI	
MI-071	KAJIAN KOMPUTASI PENGARUH POSISI KELUARAN NOZEL TERHADAP KINERJA EJEKTOR UDARA PADA SISTIM ALIRAN RESIRKULASI EKSTERNAL		MI-455
	Adi Surjosatyo, Fajri Vidian, Yulianto Sulisty Nugroho	UI	
MI-072	KONTUR TEKANAN DINAMIS PADA PERMUKAAN ATUR BAGIAN KELUARAN KASKADE KOMPRESOR AKSIAL BLADE TIPIS SIMETRIS DENGAN VARIASI SUDUT SERANG		MI-461
	A.A. Adhi Suryawan	UNUD	
MI-073	Ekstraksi Fitur Citra Digital Bantalan untuk Pemantauan Kondisi Mesin		MI-471
	Achmad Widodo dan Muhammad Huda	UNDIP	
MI-074	Pengaruh Karbondioksida pada Kecepatan Pembakaran dari Refrigeran Hidrokarbon		MI-477
	Nasrul Ilminnafik	UNJEM	
MI-075	ANALISIS PERBANDINGAN <i>VENTURI MIXER BLUFF BODY CYCLONE</i> DENGAN VARIASI SUDUT PENGARAH PADA BUKAAN KATUP REGULATOR 270 <sup>0</sup> DAN 360 <sup>0</sup>		MI-481
	Bambang Sugiarto, Michael Aldryan	UI	
MI-076	Studi Parameter dan Kondisi Anomali dalam Analisis Resiko Pipa Penyalur Bawah Laut		MI-487
	IGN Wiratmaja Puja, Fadhil Dewabrata, Jamiatul Akmal	ITB	
MI-077	Pengaruh Geometri Nosel Terhadap Pembentukan Kavitas		MI-499
	Muhammad Ilham Maulana, Jalaluddin	UNSYIAH	
MI-078	Kaji Eksperimental Pemisah Partikel Padat di dalam Fluida dengan Metode Vortex		MI-505
	Nusyirwan	UNAN	
MI-079	EXERGY ANALYSIS OF SIMPLE GAS TURBINE CYCLE 14 MW KERAMASAN POWER PLANT PALEMBANG		MI-512
	Hasan Basri, Dyos Santoso	UNSRI	
MI-080	STUDI EKSPERIMENTAL PERBANDINGAN BAHAN BAKAR SOLAR DAN BODIESEL TERHADAP KARAKTERISTIK PADA MOTOR DIESEL		MI-523
	Ellyanie	UNSRI	

## ANALISIS EKSERGI PADA SIKLUS TURBIN GAS SEDERHANA 14 MW INSTALASI PEMBANGKIT TENAGA KERAMASAN PALEMBANG

Hasan Basri<sup>a,\*</sup>, Dyos Santoso<sup>b</sup>

<sup>a</sup> *Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sriwijaya*

<sup>b</sup> *Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sriwijaya*

### Abstrak

Studi ini berkenaan dengan analisis performansi siklus turbin gas sederhana pada Instalasi Pembangkit Tenaga Keramasan Palembang dengan menggunakan konsep eksergi, yang dapat mengatasi keterbatasan hukum termodinamika pertama; dan didasarkan atas hukum termodinamika pertama dan kedua. Studi ini dilakukan untuk menentukan efisiensi hukum kedua bagi instalasi tenaga tersebut secara keseluruhan dan mengidentifikasi lokasi-lokasi dan proses-proses dimana eksergi terbuang, hilang atau dimusnahkan dan menyarankan langkah-langkah yang dapat diambil untuk mengurangi kerugian dan pemborosan eksergi. Hasil studi menunjukkan bahwa pembakar memberikan kontribusi terbesar terhadap pemusnahan eksergi. Persentase rasio pemusnahan eksergi terhadap pemusnahan eksergi total maksimum diperoleh pada ruang bakar (82,13%), diikuti oleh kompresor (9,60%), dan kemudian turbin gas (8,27%). Eksergi yang dibawa oleh gas buang (11,17%) dianggap sebagai suatu kerugian. Sebagai tambahan, efisiensi eksergetik siklus terhitung rendah (21,0%) akibat rasio kerja balik dan temperature gas buang yang tinggi.

**Katakunci:** *Siklus turbin gas, analisis eksergi, pemusnahan eksergi, efisiensi eksergetik, diagram Grassman*

### 1. PENDAHULUAN

Keharusan untuk mengontrol emisi-emisi gas rumah kaca, gas-gas polutan dan zat-zat lainnya di atmosfer akan menyebabkan sorotan pada efisiensi semua proses konversi energi dan aplikasinya semakin bertambah, khususnya pada sistem pembangkit tenaga. Di sisi lain, saat ini beberapa sumber energi yang diketahui persediannya semakin menipis. Oleh karena itu, isu-isu yang berhubungan dengan pemanfaatan sumber daya alam secara efisien, termasuk energi, menjadi sangat penting. Untuk alasan ini, pada tahun belakangan ini analisis eksergi banyak menarik perhatian para ilmuwan dan perancang sistem. Ada beberapa yang mencurahkan studi-studinya pada analisis eksergi komponen [9] dan peningkatan efisiensi [10].

Efisiensi adalah salah satu istilah yang paling sering dipakai dalam termodinamika, dan ia mengindikasikan seberapa baik suatu konversi energi atau proses terjadi. Efisiensi juga adalah salah satu istilah yang paling sering disalahgunakan dalam termodinamika, dan sering menjadi sumber kesalahpahaman. Hal ini dikarenakan efisiensi sering digunakan tanpa pendefinisian terlebih dahulu [6]. Efisiensi secara tradisional telah didefinisikan terutama berdasarkan hukum pertama (yakni energi). Pada dasawarsa belakangan ini, analisis eksergi telah semakin diterima secara luas sebagai alat yang bermanfaat dalam desain, penilaian, optimisasi dan peningkatan sistem-sistem energi [4]. Penentuan efisiensi eksergi untuk sistem keseluruhan dan/atau komponen-komponen individual yang membentuk sistem merupakan bagian utama analisis eksergi. Analisis yang

komprehensif suatu sistem termodinamika melibatkan baik analisis energi maupun analisis eksergi agar diperoleh gambaran kerja sistem secara lengkap.

Untuk membantu peningkatan efisiensi instalasi pembangkit tenaga, karakteristik dan performansi termodinamika instalasi tersebut biasanya diteliti. Instalasi pembangkit tenaga biasanya diuji dengan analisis energi tetapi, sebagaimana diungkapkan sebelumnya, pemahaman yang lebih baik dapat dicapai bila diambil tinjauan termodinamika yang lebih lengkap yang menggunakan hukum termodinamika kedua bersama-sama dengan analisis energi melalui metode eksergi. Walaupun analisis eksergi secara umum dapat diterapkan pada sistem energi atau sistem lainnya, nampak bahwa analisis eksergi akan menjadi alat yang lebih berguna daripada analisis eksergi khususnya untuk siklus-siklus tenaga karena fakta bahwa analisis eksergi dapat membantu menentukan besar kerugian yang sesungguhnya, penyebabnya dan lokasinya, sehingga dapat membantu peningkatan sistem secara keseluruhan ataupun komponen-komponennya. Sebagai tambahan, efek dari berbagai keadaan lingkungan referensi biasanya juga disajikan pada analisis ini.

Sampai saat ini, pembangkit tenaga dengan sistem turbin gas sederhana masih banyak digunakan terutama di Indonesia. Sistem pembangkit tenaga gas ini mempunyai efisiensi yang rendah karena gas buang yang masih bertemperatur tinggi langsung dibuang ke atmosfer. Hal ini, disamping menyebabkan pemborosan energi juga menyebabkan polusi termal.



Dalam upaya untuk meningkatkan efisiensi suatu sistem turbin gas, maka perlu diketahui lokasi dan besarnya kerugian yang terjadi, serta penyebab kerugian tersebut. Untuk mengetahui masalah tersebut, maka perlu dilakukan analisis eksergi. Agar diperoleh hasil yang lebih rinci maka analisis eksergi ini melibatkan eksergi fisik dan eksergi kimia, serta memperhitungkan komposisi udara dan bahan bakar yang dipergunakan.

Tujuan dari studi ini adalah mengevaluasi parameter-parameter performansi sistem turbin gas sederhana (siklus Brayton) dan komponen-komponennya, serta mengidentifikasi komponen-komponen sistem yang cukup berpotensi untuk dilakukan peningkatan. Dengan demikian dapat menyusun langkah-langkah yang diperlukan dalam usaha peningkatan performansi sistem dan komponen-komponen sistem turbin gas yang ada sekarang ini.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

Banyak buku pelajaran termodinamika terkemuka [1] menjelaskan pemanfaatan konsep eksergi yang berdasarkan hukum termodinamika kedua. Pemanfaatan konsep eksergi untuk menganalisa instalasi pembangkit tenaga uap yang menghasilkan evaluasi yang akurat terhadap pemborosan energi yang tersedia dan oleh karena itu hasilnya lebih berarti bila dibandingkan dengan yang diperoleh bila menggunakan hukum pertama. Hasilnya menunjukkan bahwa efek dari beberapa parameter mempunyai perbedaan yang signifikan antara hukum pertama dan hukum kedua.

Buku "Desain dan Optimisasi Termal" oleh Bejan, Tsatsaronis dan Moran [5] memberikan introduksi yang komprehensif dan teliti pada desain dan optimisasi sistem termal dari perspektif jaman sekarang. Buku tersebut memasukkan pengembangan-pengembangan termodinamika teknik, perpindahan kalor, dan ekonomi teknik saat ini yang relevan dengan pendesainan. Penggunaan analisis eksergi dan yang dicirikan oleh meminimalan pembangkitan entropi. Selain itu, suatu studi kasus dibahas secara bertahap, permasalahan demi permasalahan demi kontinuitas penyajian. Studi kasus tersebut menyangkut desain sistem turbin gas kogenerasi.

Makalah "Analisis eksergi dan efisiensi hukum kedua pada siklus Brayton Regeneratif dengan tambahan kalor pada temperatur konstan" oleh Jube [10] menyajikan analisis hukum kedua untuk mengevaluasi efek tambahan kalor secara isothermal dengan ruang bakar konvergen pada siklus Brayton. Hasilnya memperlihatkan bahwa pada rasio tekanan rendah, temperatur lingkungan yang lebih rendah, dan temperatur masuk turbin yang lebih tinggi diperoleh peningkatan efisiensi hukum kedua yang signifikan.

Makalah "Analisis eksergetik pada instalasi turbin gas" oleh Ebadi, J., M., dan Gorji-Bandpy, M [8] melakukan analisis eksergi pada instalasi turbin gas 116-MW. Hukum konservasi massa dan konservasi energi diterapkan pada tiap komponen. Neraca eksergi secara

kuantitatif diperhitungkan pada masing-masing komponen dan untuk sistem secara keseluruhan. Pada studi ini, eksergi arus material dipisahkan menjadi eksergi termal, mekanikal dan kimia, dan aliran produksi entropi. Pengaruh temperatur masuk turbin terhadap efisiensi eksergetik dan pemusnahan eksergi di dalam instalasi dievaluasi. Hasilnya mengkonfirmasi bahwa efisiensi eksergetik dan pemusnahan eksergi sangat tergantung pada perubahan temperatur masuk turbin.

Termodinamika dasar yang diterapkan dalam studi kasus ini adalah untuk mencari sifat-sifat termodinamika pada masing-masing keadaan dan energi termal pada setiap proses.

Dalam analisis, proses-proses dipertimbangkan sebagai aliran stedi keadaan stedi (*steady state steady flow*). Sebagai tambahan efek energi kinetik dan energi potensial diabaikan. Untuk gas ideal, formulasi yang digunakan memperhitungkan variasi entalpi dan entropi absolut terhadap temperatur untuk berbagai substansi.

Untuk proses aliran stedi keadaan stedi, neraca laju energi volume atur dapat ditulis sebagai:

$$Q_{CV} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i \right) = \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) + W_{CV} \quad (1)$$

Perubahan entropi antara dua keadaan untuk gas ideal ditulis sebagai [5]:

$$\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}(T_1, p_1) = \bar{s}^o(T_2) - \bar{s}^o(T_1) - \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2)$$

Entalpi dan entropi untuk campuran gas ideal dapat ditentukan sebagai penjumlahan sifat masing-masing komponen gas, asalkan kontribusi dari setiap gas dievaluasi pada kondisi dimana gas berada dalam campuran [5]. Jadi:

$$H = \sum_{k=1}^N n_k \bar{h}_k \quad \text{atau} \quad \bar{h} = \sum_{k=1}^N x_k \bar{h}_k \quad (3)$$

$$S = \sum_{k=1}^N n_k \bar{s}_k \quad \text{atau} \quad \bar{s} = \sum_{k=1}^N x_k \bar{s}_k \quad (4)$$

Entalpi gas ideal hanya tergantung pada temperatur, suku  $\bar{h}$  yang nampak pada persamaan di atas dievaluasi pada temperatur campuran. Entropi adalah fungsi dari dua sifat bebas. Oleh karena, suku  $\bar{s}_k$  dievaluasi baik pada temperatur dan volume campuran atau temperatur campuran maupun pada tekanan parsial komponen  $p_k$  [5]. Jadi untuk entropi berlaku:

$$S = \sum_{k=1}^N n_k \cdot \bar{s}_k(T, x_k, p) \quad (5)$$

Berat molekul campuran M ditentukan berdasarkan berat molekul-molekul komponen  $M_k$  sebagai berikut:

$$M = \sum_{k=1}^N x_k \cdot M_k \quad (6)$$

Hukum Termodinamika Ketiga berkenaan dengan entropi zat pada temperatur nol absolut, dan pada



dasarnya menyatakan bahwa entropi kristal sempurna adalah nol pada nol absolut. Fakta yang berhubungan dengan hukum termodinamika ketiga adalah bahwa hukum ini memberikan dasar absolut untuk ukuran entropi setiap zat. Entropi relatif terhadap dasar ini disebut entropi absolut.

Bilamana entropi absolut diketahui pada keadaan standar, entropi spesifik pada titik-titik lainnya dapat diperoleh dengan menambahkan perubahan entropi antara dua keadaan pada entropi absolut pada keadaan standar. Cara yang sama bila entropi absolut diketahui pada tekanan  $p_{ref}$  dan temperatur  $T$ , entropi absolut pada temperatur yang sama dan tekanan  $p$  berapapun dapat diperoleh dari:

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}^{\circ}(T) - \bar{R} \cdot \ln \frac{p}{p_{ref}} \quad (\text{gas ideal}) \quad (7)$$

Entropi komponen campuran gas ideal  $k^{th}$  dievaluasi pada temperatur campuran  $T$  dan tekanan parsial  $p_k$ . Untuk komponen campuran gas ideal  $k^{th}$ , persamaan (7) dapat ditulis menjadi:

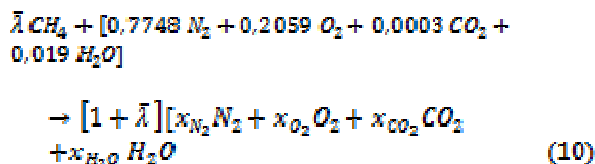
$$\bar{s}_k(T, p) = \bar{s}_k^{\circ}(T) - \bar{R} \cdot \ln \frac{p_k}{p_{ref}} \quad (8)$$

Udara atmosfer dapat dianggap terdiri dari udara kering dan uap air. Analisis molar udara (%) adalah: 77.48  $N_2$ , 20.59  $O_2$ , 0.03  $CO_2$ , 1.90  $H_2O_{(g)}$ .

Dengan menyatakan rasio bahan bakar udara sebagai  $\bar{A}$ , laju aliran molar bahan bakar, udara, dan produk pembakaran dihubungkan oleh:

$$\frac{n_f}{n_a} = \bar{A}, \quad \frac{n_p}{n_a} = 1 + \bar{A} \quad (9)$$

dimana subskrip f, p, dan a masing-masing menyatakan bahan bakar, produk pembakaran, dan udara. Untuk pembakaran sempurna dari metana, persamaan kimia adalah sebagai berikut:



Neraca karbon, hydrogen, dan nitrogen, fraksi mol dari komponen-komponen produk pembakaran adalah:

$$\begin{aligned} x_{N_2}^p &= \frac{0.7748}{1 + \bar{A}}, & x_{O_2}^p &= \frac{0.2059 - 2\bar{A}}{1 + \bar{A}} \\ x_{CO_2}^p &= \frac{0.0003 + \bar{A}}{1 + \bar{A}}, & x_{H_2O}^p &= \frac{0.019 + 2\bar{A}}{1 + \bar{A}} \end{aligned} \quad (11)$$

Seperti yang sering kita ketahui, keadaan setimbang sempurna hampir tidak dapat dicapai. Setiap sistem yang berada pada temperatur, tekanan atau komposisi kimia yang lebih tinggi daripada lingkungannya tidak dalam kesetimbangan dan berpotensi untuk melakukan kerja. Potensial kerja ini disebut sebagai eksergi dari sistem. Bila sifat-sifat sistem sama dengan yang dimiliki oleh lingkungannya, eksergi dari sistem tersebut adalah nol. Keadaan dimana suatu sistem dan lingkungannya berada dalam kesetimbangan disebut keadaan mati (*dead state*).

Eksergi adalah ukuran seberapa jauh perbedaannya dari lingkungannya, dengan demikian eksergi merupakan suatu sifat dari sistem dan lingkungannya.

Eksergi adalah kata lain yang digunakan untuk menggambarkan energi yang dapat dimanfaatkan (*available energy*) atau ukuran ketersediaan energi untuk melakukan kerja. Eksergi menyajikan standar kualitas energi yang paling mendasar dan dapat diterima secara universal dengan menggunakan parameter-parameter lingkungan sebagai keadaan-keadaan referensi. Eksergi suatu sumber daya memberikan indikasi seberapa besar kerja yang dapat dilakukan oleh sumber daya tersebut pada suatu lingkungan tertentu. Konsep eksergi secara eksplisit memperlihatkan kegunaan (kualitas) suatu energi dan zat sebagai tambahan selain apa yang dikonsumsi dalam tahapan-tahapan pengkonversian atau transfer energi. Kapan eksergi mengalami kehilangan kualitasnya, sebagai akibat adanya eksergi yang dimusnahkan. Istilah-istilah lain yang biasa digunakan untuk eksergi meliputi energi yang dapat dimanfaatkan (*available energy*) dan availabilitas.

Kotas [11] menyatakan bahwa eksergi suatu arus/aliran (*stream*) stedi dari suatu zat adalah sama dengan jumlah kerja maksimum yang dapat diperoleh bila arus tersebut dibawa dari keadaan awalnya ke keadaan mati melalui suatu proses yang mana arus tersebut hanya berinteraksi dengan lingkungan. Jadi eksergi suatu arus adalah sifat dari keadaan arus tersebut dan keadaan lingkungan tersebut. Sekali suatu sistem berada dalam kesetimbangan dengan lingkungannya, maka sistem tersebut tidak mungkin lagi untuk menggunakan energi dalam sistem tersebut untuk menghasilkan kerja. Pada kondisi ini, eksergi dari suatu sistem telah dimusnahkan sepenuhnya.

Energi didefinisikan sebagai gerak atau kemampuan untuk menimbulkan gerakan dan selalu bersifat kekal didalam suatu proses (memenuhi Hukum Termodinamika Pertama). Di sisi lain, eksergi didefinisikan sebagai kerja atau kemampuan untuk menimbulkan kerja dan selalu bersifat kekal dalam proses reversibel namun selalu berkurang dalam suatu proses irreversibel (memenuhi Hukum Termodinamika Kedua). Sementara energi adalah ukuran kuantitas, sedangkan eksergi adalah ukuran kuantitas dan kualitas. Sama halnya dengan energi, eksergi dapat berpindah melintasi batas sistem.

Hukum Termodinamika Pertama menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan. Energi tersedia dalam beberapa bentuk yang berbeda dan dapat dikonversikan dari suatu bentuk ke bentuk lainnya. Hukum Termodinamika Kedua menyatakan bahwa pengkonversian energi hanya dimungkinkan jika total entropi bertambah. Dengan mengajukan eksergi, energi dan entropi dapat dikaji secara simultan. Kualitas energi digambarkan dengan konsep entropi. Entropi tinggi berarti kualitas energi adalah rendah. Bentuk-bentuk energi yang berbeda mempunyai kualitas yang berbeda yang mengindikasikan seberapa besar energi tersebut secara teoritis dapat





dikonversikan menjadi kerja. Batasan ini adalah suatu hukum alam yang mengimplikasikan bahwa kualitas energi selalu berkurang dalam setiap pengkonversian (Hukum Termodinamika Kedua).

Dengan tidak adanya efek-efek nuklir, magnetik, elektikal, tegangan permukaan, eksergi total suatu sistem dapat dibagi menjadi empat komponen: eksergi fisik  $E^{PH}$ , eksergi kinetik  $E^{KN}$ , eksergi potensial  $E^{PT}$ , dan eksergi kimia  $E^{CH}$  [5]:

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (12)$$

Persamaan (12) dapat dinyatakan dengan basis unit massa

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (13)$$

Eksergi kinetik dan eksergi potensial adalah sebagai berikut :

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad \text{dan} \quad e^{PT} = g \cdot z \quad (14)$$

Komponen eksergi fisik yang menyertai arus/aliran suatu zat adalah:

$$e^{PH} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (15)$$

dimana :  $i$  = Mengacu pada titik-titik keadaan

Eksergi fisik untuk gas ideal [11]:

$$E^{PH} = C_p \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (16)$$

Dalam mengevaluasi eksergi fisik untuk gas-gas ideal, beberapa pertimbangan khusus harus diperhitungkan. Bila suatu campuran gas ideal yang mengandung  $H_2O_{(g)}$  didinginkan pada tekanan konstan di bawah temperatur titik embun, pengkondensasian uap air akan terjadi. Misalkan bahwa suatu campuran gas ideal yang terdiri dari  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ , dan  $H_2O_{(g)}$  dan fraksi molnya masing-masing adalah  $x_{N_2}$ ,  $x_{O_2}$ ,  $x_{CO_2}$ ,  $x_{H_2O_{(g)}}$ . Pada kondisi atmosferik, campuran dapat terdiri dari  $N_2$ ,  $O_2$ , dan  $CO_2$ , beserta uap air jenuh yang berada dalam kesetimbangan dengan cairan jenuh.

Tekanan parsial uap air akan sama dengan tekanan jenuh. Jumlah uap air setelah proses kondensasi,  $x_V$ , dapat diperoleh seperti berikut ini.

$$P_{sat}(T_0) = \frac{x_V}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \cdot P_0 \quad (17)$$

Dengan menyusun kembali persamaan (17) selanjutnya diperoleh:

$$x_V = \frac{(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2}) \cdot P_{sat}(T_0)}{P_0 - P_{sat}(T_0)} \quad (18)$$

Jadi komposisi baru akan terdiri dari  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ , dan  $H_2O_{(g)}$  dan  $H_2O_{(l)}$ , dengan fraksi mol masing-masing adalah  $x_{N_2}$ ,  $x_{O_2}$ ,  $x_{CO_2}$ ,  $x_V$  dan  $(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V)$ . Kemudian,  $h_0$  dapat dihitung dengan menggunakan komposisi baru sebagai berikut.

$$\bar{h}_0 = x_{N_2} \bar{h}_{N_2} + x_{O_2} \bar{h}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + x_V \bar{h}_{H_2O_{(g)}}$$

$$+ (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \bar{h}_{H_2O_{(l)}} \quad (19)$$

Pada persamaan (19) suku-suku entalpi dihitung pada temperatur atmosferik.

Fraksi mol komponen fase gas adalah:

$$x'_{N_2} = \frac{x_{N_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \quad (20)$$

$$x'_{O_2} = \frac{x_{O_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \quad (21)$$

Fraksi mol  $CO_2$  dan  $H_2O_{(g)}$  pada fase gas ditulis dengan cara yang sama. Kontribusi  $N_2$  terhadap  $s_0$  dievaluasi pada  $T_0$  dan tekanan parsial  $x'_{N_2} \cdot p_0$

$$\bar{s}_{N_2}(T_0, x'_{N_2} \cdot p_0) = \bar{s}_{N_2}^*(T_0) - \bar{R} \cdot \ln \frac{x'_{N_2} \cdot p_0}{p_{ref}} \quad (22)$$

Kontribusi komponen lainnya dapat ditulis dengan cara yang sama. Oleh karena itu,  $s_0$  dapat dihitung dengan menggunakan komposisi yang sama seperti yang digunakan dalam perhitungan  $h_0$ .

$$s_0 = x_{N_2} \bar{s}_{N_2} + x_{O_2} \bar{s}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + x_V \bar{s}_{H_2O_{(g)}} + (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \bar{s}_{H_2O_{(l)}} \quad (23)$$

Eksergi kimia adalah komponen eksergi yang terkait dengan perbedaan komposisi kimia dari suatu sistem dengan yang dimiliki lingkungan. Tabel eksergi kimia molar standar tersedia pada beberapa literatur. Sebagai contoh tabel pada [11] memberikan nilai-nilai untuk kondisi atmosferik pada 298,15 K dan 1,01325 bar. Dan juga tabel pada [13] memberikan nilai-nilai untuk kondisi pada 298,15 dan 1 atm. Menurut [5] jika kondisi-kondisi lingkungan dari sistem sedikit berbeda daripada kondisi yang digunakan pada tabel, tabel tersebut masih dapat digunakan.

Untuk air, tabel eksergi kimia standar dapat digunakan untuk kondisi-kondisi atmosferik. Untuk kondisi di luar atmosferik, formulasi berikut ini dapat dipergunakan:

$$\bar{e}^{CH} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_{sat}(T_0)}{x_{CH_2O} \cdot P_0} \quad (24)$$

Untuk campuran gas ideal, formulasi berikut ini dapat digunakan:

$$\bar{e}^{CH} = - \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln \frac{x_k}{x_k^*} \quad (25)$$

Persamaan (25) dapat dinyatakan sebagai [1]:

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k \quad (26)$$

Dalam hal bila pertimbangan kondensasi di atas harus diperhitungkan, suku  $x_k$  pada persamaan (25) dan (26) harus diganti dengan  $x'_k$  untuk mendapatkan kontribusi fase gas terhadap eksergi kimia. Kontribusi fase air terhadap eksergi kimia dapat dihitung dari persamaan persamaan (24) atau tabel. Oleh karena itu, eksergi kimia dapat dihitung dengan menambahkan kontribusi tersebut sebagai berikut:

$$\bar{e}^{CH} = (x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V) \cdot \bar{e}_{gas}^{CH}$$



$$+(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \cdot \bar{e}_{liq}^{CH} \quad (27)$$

Untuk bahan bakar hidrokarbon,  $C_aH_b$ , tabel eksergi kimia standar dapat digunakan. Hubungan yang paling akurat untuk eksergi kimia bahan bakar dapat ditetapkan sebagai berikut [13]

$$\begin{aligned} \bar{e}_F^{CH} = & \left[ \bar{h}_F + \left(a + \frac{b}{4}\right) \cdot \bar{h}_{O_2} - a \cdot \bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \cdot \bar{h}_{H_2O(g)} \right] \\ & \cdot (T_0, P_0) - T_0 \left[ s_F + \left(a + \frac{b}{4}\right) \cdot s_{O_2} - a \cdot s_{CO_2} - \frac{b}{2} \cdot \right. \\ & \left. s_{H_2O(g)} \right] (T_0, P_0) + R \cdot T_0 \\ & \cdot \ln \left[ \frac{(x_{O_2})^{a+b/4}}{(x_{CO_2})^a \cdot (x_{H_2O(g)})^{b/2}} \right] \quad (28) \end{aligned}$$

Suatu formulasi pendekatan untuk eksergi kimia bahan bakas gas hidrokarbon diberikan sebagai berikut [13]

$$\frac{\bar{e}_F^{CH}}{LHV} \cong 1,033 + 0,0169 \frac{b}{a} - \frac{0,0698}{a} \quad (29)$$

Eksesrgi kimia bahan bakar gas hidrokarbon dapat juga diperoleh dari hubungan berikut [5]

$$\bar{e}_F^{CH} = \bar{m} \bar{e}^{CH} \quad (30)$$

dimana nilai eksergi kimia molar standar  $\bar{e}^{CH}$  dapat diperoleh dari Tabel C.2 [5].

Bentuk keadaan stedi dari neraca eksergi volume atur [5]

$$\begin{aligned} 0 = & \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot Q_j - W_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \cdot e_i \\ & - \sum_e \dot{m}_e \cdot e_e - \dot{E}_D \quad (31) \end{aligned}$$

Suku terakhir pers. (31),  $\dot{E}_D$  sama dengan  $T_0 \cdot \dot{S}_{gen}$  dari Dalil Guoy-Stodola.

Lain halnya dengan energi, eksergi tidaklah kekal tapi dapat dimusnahkan oleh irreversibilitas di dalam sistem. Irreversibilitas ini dapat diklasifikasikan sebagai irreversibilitas internal dan irreversibilitas eksternal. Sumber utama irreversibilitas internal adalah gesekan, ekspansi tak tertahan, pencampuran dan reaksi kimia. Irreversibilitas eksternal timbul akibat transfer kalor melalui beda temperatur hingga. Eksergi adalah rugi/hilang bila eksergi yang menyertai material atau arus/aliran yang dilepaskan ke lingkungan.

Laju eksergi yang dimusnahkan pada komponen sistem dapat dibandingkan dengan laju eksergi bahan bakar yang diberikan ke dalam sistem keseluruhan,  $\dot{E}_{F,tot}$  memberikan rasio pemusnahan eksergi:

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (32)$$

Sebagai alternatif, laju pemusnahan eksergi komponen dapat dibandingkan dengan laju pemusnahan eksergi total di dalam sistem,  $\dot{E}_{D,tot}$  memberikan rasio:

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (33)$$

Rasio kerugian eksergi didefinisikan dengan cara yang sama dengan membandingkan kerugian eksergi dengan eksergi bahan bakar yang diberikan ke dalam sistem keseluruhan, yaitu:

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (34)$$

Dalam mendefinisikan efisiensi eksergetik, pertama kita perlu untuk mengidentifikasi yang mana produk dan mana bahan bakar untuk suatu sistem termodinamik yang sedang dianalisis. Produk menggambarkan perolehan yang yang diinginkan yang dihasilkan oleh sistem. Sehubungan dengan itu, definisi produk haruslah konsisten dengan tujuan pembelian dan penggunaan sistem. Bahan bakar menggambarkan sumber daya yang digunakan untuk membangkitkan produk, dan tidak perlu terbatas pada bahan bakar yang sebenarnya seperti gas alam, minyak bumi atau batubara. Baik produk maupun bahan bakar dinyatakan sebagai eksergi [5]. Efisiensi eksergetik dari suatu komponen atau sistem dapat diberikan sebagai:

$$\epsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (35)$$

Efisiensi eksergetik keseluruhan dari suatu sistem dapat didefinisikan dalam istilah rasio pemusnahan eksergi, dan rasio kerugian energi.

$$\epsilon = 1 - \sum y_D - \sum y_L \quad (36)$$

### 3. DESKRIPSI SITEM TURBIN GAS PLTG KERAMASAN PALEMBANG

Pembangkit listrik tenaga gas digunakan sebagai unit pembangkit penghasil energi listrik dengan menggunakan bahan bakar gas alam dan bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*) sebagai fluida kerjanya. Sistem pembangkit ini terdiri dari tiga komponen utama, yaitu :

- Kompresor
- Ruang bakar
- Turbin

Proses unit pembangkit ini dimulai dari udara atmosfer masuk kedalam kompresor yang berfungsi menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut sehingga temperturnya akan naik diatas temperatur atmosfer. Di dalam ruang bakar (*combustor*) disemprotkan bahan bakar dengan udara yang bertekanan tinggi dari kompresor, sehingga terjadi proses pembakaran dan selanjutnya pembakaran tersebut menghasilkan gas yang bertemperatur tinggi dan bertekanan tinggi. Gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi tadi dialirkan melalui nozzel turbin sehingga arahnya terarah melalui sudu-sudu tetap dan menumbuk sudu-sudu jalan turbin (*turbin blade*) sehingga terjadi perputaran poros turbin oleh tenaga panas hasil pembakaran diruang bakar. Proses ini berlangsung secara terus menerus dan konstan, dimana



energi panas dirubah menjadi energi mekanik berupa putaran poros turbin beserta alat bantuannya berikut memutarakan generator melalui kopling. Untuk memutarakan kompresor itu sendiri diperlukan daya yang cukup besar, yaitu lebih kurang 60 % dari energi yang dihasilkan turbin berikut alat-alat bantuannya dan sisanya baru dapat dipergunakan untuk memutarakan poros generator yang terkopel dengan poros turbin.

Di PLN Sektor Keramasan Palembang unit pembangkit listrik tenaga gas dengan bahan bakar gas dan HSD (*High Speed Diesel*) terdiri dari :

1. Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas I dan II (WESTINGHOUSE).

Unit WESCAN I ini dibangun tahun 1976 berkapasitas 14,779 MW dan WESCAN II dibangun tahun 1979 dengan kapasitas yang sama dengan WESCAN I. Kedua turbin gas ini menggunakan bahan bakar gas alam atau solar dengan sistem siklus terbuka, dimana gas buang dari turbin langsung dibuang ke udara bebas atau atmosfer.

2. Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas III (ALSTHOM ATLANTIQUE).

Prinsip kerja unit pembangkit listrik III hampir sama dengan unit pembangkit listrik I dan II, namun unit pembangkit ini menghasilkan daya yang jauh lebih besar dan konstruksinya berbeda. Kapasitas pada beban puncak yang terpasang adalah 21,350 MW namun untuk pembangkit-pembangkit gas pada umumnya, daya yang terpasang sering tidak sesuai mengingat ketergantungan dengan udara luar besar sekali pengaruhnya. Pada daerah yang cukup panas seperti di Palembang, untuk siang hari kemampuan yang dibangkitkan hanya berkisar 16 MW sampai 17,5 MW. Mengingat udara yang dihisap bertemperatur tinggi, maka diperlukan air untuk menambah kelembapan udara tersebut, sehingga performansi turbin akan meningkat.

Spesifikasi Sistem Turbin Gas Unit WESCAN I

1. Kompresor

Kompresor adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan memampatkannya, sehingga didapat udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi untuk proses pembakaran.

Kompresor yang digunakan adalah kompresor aliran aksial (*axial flow compresor*). Udara yang dimampatkan sebagian dipergunakan untuk pendingin sudu-sudu turbin melalui *by pass*.

Spesifikasi teknik kompresor :

Pabrik	: Westing House Canada LTD
Model/serie	: W-191-G/66-S-6028
Jumlah tingkat	: 17 tingkat
Daya	: 17.750 kW

2. Ruang Bakar

Ruang bakar diletakan secara konsentris disekeliling *discharge* kompresor. Jumlah ruang bakar ini ada 6 buah dan dilengkapi juga dengan 6 buah busi serta nozzel bahan bakar. Untuk nozzel bahan bakar ini dapat

digunakan untuk dua macam bahan bakar, yaitu bahan bakar solar atau bahan bakar gas.

Spesifikasi teknik ruang bakar :

Temperatur ruang bakar normal	: 787 °C-816°C
Temperatur maksimum	: 830°C
Alarm temperatur	: 871°C
Trip temperatur	: 900°C
Temperatur stop normal	: 56°C
Emergency temperatur	: 112°C
Perbedaan temp. ruang bakar maksimum	: 28°C

3. Turbin Gas

Turbin gas adalah mesin penggerak yang dapat menghasilkan daya untuk menggerakkan atau memutar generator listrik. Di dalam turbin terjadi proses ekspansi yaitu proses penurunan tekanan fluida kerja (gas pembakaran).

Jenis turbin gas yang digunakan adalah turbin impuls dengan lima tingkat. Bagian turbin yang berputar dinamai rotor atau roda turbin, sedangkan bagian yang tidak berputar dinamai stator atau rumah turbin.

Pada roda turbin terdapat sudu-sudu gerak yang terbuat dari baja panas dan mempunyai kaki-kaki yang terpasang pada alur yang dibuat disekeliling cakram roda turbin. Cakram-cakram roda turbin atau rotor dihubungkan satu sama lainnya dengan menggunakan *curvig coupling* dan baut-baut. *Curvig coupling* berupa sambungan gigi dengan lekukan-lekukan gigi dalam bentuk melingkar disekeliling permukaan. Apabila kedua bagian ini dihubungkan maka gigi itu membentuk sambungan yang pas.

Untuk memudahkan pemasangan, pemeriksaan dan pemeliharaan, rumah turbin dibagi dua bagian menurut sumbu horizontal yaitu bagian bawah dan bagian atas. Bentuk dari rumah dan cara penopangnya di desain secara khusus sehingga dapat terjadi pemuaihan dan penyusutan secara bebas dan mengikuti perubahan temperatur, serta mengurangi distorsi dan kesalahan penyetalan.

Spesifikasi teknik turbin gas :

Pabrik	: Westing House Canada LTD.
Model/Serie	: W-191-G/66-S-6028
Daya poros efektif	: 14,779 MW
Output shaft speed	: 4830 rpm

4. Generator

Generator adalah alat untuk membangkitkan energi listrik. Digenerator terjadi perubahan energi putaran dari rotor turbin ke energi listrik. Generator yang digunakan adalah jenis generator arus bolak-balik (AC).

Spesifikasi teknik generator :

Merk/buatan	: Westing House/Canada
Tipe	: Salient pole dengan pendingin udara.
Kapasitas maksimum	: 14.779 kW
Putaran	: 750 rpm



Faktor kerja : 0,85  
Frekwensi : 50 Hz  
Arus : 874 Ampere  
Tegangan : 11.500 Volt

5. Diesel Start

Diesel start berfungsi membawa rotor turbin sampai putaran pembakaran pada 160 rpm. Pada putaran 380 rpm *Coupling ban* akan melepaskan hubungan mesin diesel dan poros *auxiliary gear*, sehingga rotor sudah diputar oleh roda turbin sendiri.

Spesifikasi teknik diesel start :

Tipe : 4 langkah  
Jumlah silinder : 6 buah  
Langkah : 6.25 inch  
Putaran : 1800 rpm  
Bahan bakar : solar (distalasi oil)

6. Sistem Minyak

Sistem minyak digunakan untuk hal-hal sebagai berikut:

a. Sistem minyak bertekanan tinggi untuk hidrolis trip sistem, speed signal generator dan bantalan disuplai oleh pompa utama. Pompa utama ini berupa *direct driver positif displacement pump* yang digerakan oleh poros pompa-pompa gigi pembantu dan dapat menghisap sendiri setelah diberi isapan permulaan melalui *orifice*.

b. Sistem minyak bertekanan tinggi, disuplai oleh pompa bantu primer. Pompa bantu primer ini berupa pompa sentrifugal yang digerakan oleh motor listrik AC. Fungsi utama pompa ini untuk mensuplai minyak kesisi masuk pompa utama, sistem trip hidrolis, speed signal generator dan pelumasan bantalan.

c. Sistem minyak bertekanan rendah untuk pelumasan, disuplai oleh pompa bantu sekunder. Pompa bantu sekunder ini berupa pompa sentrifugal yang digerakan oleh motor listrik DC, bila tenaga listrik AC tidak dapat digunakan. Fungsi pompa ini untuk melumasi bantalan-bantalan. Pompa ini dioperasikan oleh *pressure switch* bila tekanan minyak pelumas turun dibawah minimum.

7. Sistem pelumasan

a. Katup regulasi *back pressure* yang berfungsi mengatur tekanan keluar pompa.

b. *Relief valve* pada header minyak bantalan yang berupa *relief valve* yang ditekan oleh pegas dan berfungsi untuk memelihara tekanan minyak bantalan pada header sebesar 1.05 kg/cm<sup>2</sup> (15 Psia) pada garis tengah horizontal turbin.

c. Saringan minyak yang berupa patron kertas berlipat ukuran aliran penuh dan saringan minyak bantalan dengan *internal relief valve*.

d. *Vapor extractor* atau pembuang gas adalah blower sentrifugal yang akan membentuk vakum pada tangki minyak pelumas dan sistem pembuang gas.

e. Pendingin minyak adalah penukar kalor tipe permukaan luas dengan udara bertekanan, minyak ke udara dilengkapi dengan louver yang dikontrol secara *pneumatic*.

8. Sistem trip hidrolis

Sistem ini berfungsi untuk mencegah agar bahan bakar tidak masuk ke dalam ruang bakar (*combustor*) melalui *over speed trip valve*, bila terjadi gangguan dalam melaksanakan menghentikan (*shutdown*) turbin.

9. Sistem kontrol bahan bakar

Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) WESCAN I ini dapat menggunakan bahan bakar gas atau cair, maka terdapat dua sistem bahan bakar yang terpisah satu sama lainnya, karena turbin di design untuk dapat distart dengan salah satu bahan bakar tersebut.

Pemilihan ini diatur pada selektor saat waktu terjadinya transfer. Pemindahan otomatis dari gas ke minyak cair akan terjadi bila saat kebutuhan gas akan berkurang dan tekanan suplai gas menurun sehingga pada saat turbin beroperasi pertukaran bahan bakar harus ditransfer ke bahan bakar minyak.

Pengembalian ke gas kembali dapat dilaksanakan bila tekanan suplai gas di Stasiun gas mencukupi. Pembakaran bahan bakar gas dan cair terjadi didalam ruang bakar (*combustor*), dimana bahan bakar disemprotkan kedalam udara bertekanan dan pada saat itu pula busi bekerja sehingga terjadilah pembakaran.

Didalam pengoperasian sistem turbin gas, terdapat beberapa alat bantu untuk melancarkan operasinya antara lain :

1. *Atomizing air compressor* adalah sebuah kompresor yang digerakkan oleh motor AC dan berfungsi untuk mengabutkan udara pada saat menggunakan bahan bakar cair. Alat ini digunakan juga untuk sistem kontrol selama kompresor aliran aksial belum bekerja.

2. *Clutch air compressor* digunakan untuk mensuplai udara untuk kopling.

3. *Primary auxiliary lube oil pump* disebut juga pompa pelumas pembantu primer yang berfungsi untuk memompakan minyak pelumas pada bagian-bagian seperti : *main gear, auxiliary gear*, kopling dan bantalan pada saat persiapan start dan stop.

4. *Secondary auxiliary lube oil pump* disebut juga pompa pelumas bantu sekunder. Pompa ini merupakan pompa DC yang bekerja pada saat darurat atau suplai dari listrik AC terputus.

5. *Turning Gear* adalah sebuah alat yang digerakan oleh motor AC yang berfungsi untuk memutar poros pada saat pendinginan khususnya pada waktu turbin tidak beroperasi.

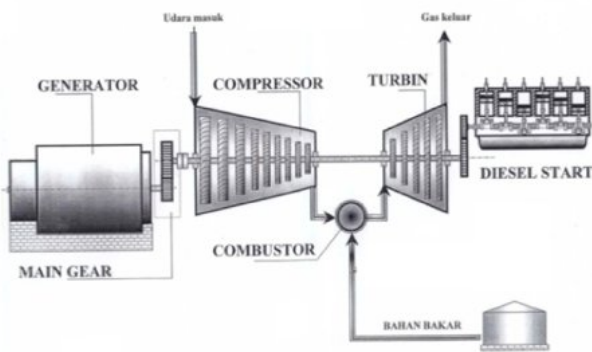
6. Pompa bahan bakar berfungsi untuk mensuplai bahan bakar ke nozzel-nozzel bahan pengabut.

7. *Auxiliary Gear* adalah roda gigi bantu dari poros diesel ke poros turbin yang berfungsi untuk merubah putaran poros turbin.



8. *Cooler Fan* yang berfungsi untuk mendinginkan minyak pelumas dengan udara.
9. *Vapor extarctor* berfungsi untuk membuang gas dalam tangki minyak pelumas.
10. *Emergency Diesel* adalah sebuah alat yang berfungsi dalam keadaan trip total dan untuk memperoleh pemakaian sendiri dan untuk menstart unit maka emergency diesel di startkan.
11. *Coupling ban* berfungsi untuk memutuskan hubungan poros diesel start dengan poros turbin. Kopling ini di isi dengan udara oleh kompresor. Pada saat putaran turbin mencapai 380 rpm, maka udara pada kopling keluar, sehingga hubungan antara poros turbin dengan poros diesel terputus.

Berikut ini adalah gambaran skematik sistem turbin gas W 191-G (siklus terbuka) di PT.PLN (persero) Sektor Pembangkit Keramasan Palembang.



Gambar 3.1. Skematik sistem turbin gas

Data operasi sistem turbin gas (open cycle) adalah sebagai berikut :

No	Data Operasi	Nilai
1	Temperatur udara atmosfer	298,15 K
2	Tekanan udara atmosfer	1,013 bar
3	Temperatur udara masuk kompresor	298,15 K
4	Tekanan udara masuk kompresor	1,013 bar
5	Temperatur udara keluar kompresor	555 K
6	Tekanan udara keluar kompresor	6,323 bar
7	Temperatur gas keluar ruang bakar	1075 K
8	Temperatur gas masuk turbin	1075 K
9	Tekanan gas masuk turbin	6,323 bar
10	Temperatur gas buang	720 K
11	Tekanan gas buang	1,02 bar
12	Laju aliran bahan bakar gas alam	1,109 kg/s
12	Laju aliran udara pada kompresor	46,1 kg/s
13	Laju aliran gas pada turbin	47,2 kg/s
14	LHV (low heating value) gas alam	43.361 kJ/kg
15	Daya poros efektif	9 MW

#### 4. METODOLOGI

Kajian ini didasarkan pada konsep bahwa sistem mengalami proses dalam kondisi-kondisi keadaan stedi atau kuasistedi (*quasisteady*). Sistem disederhanakan menjadi volume atur dengan aliran eksergi masuk dan aliran eksergi keluar yang menggambarkan aliran-aliran proses yang berbeda. Keluaran eksergi yang diinginkan dikomparasikan dengan masukan eksergi yang diperlukan (efisiensi rasional).

Diagram alir skematik digambarkan untuk sistem dan komponen. Data yang relevan diperelajari dan diproses dengan menggunakan program aplikasi lembar kerja (*Excel Spreadsheet*).

Dengan memasukkan parameter-parameter operasi yang sesungguhnya, evaluasi dan neraca eksergi dan performansi dilakukan. Lingkungan referensi ditetapkan pada kondisi standar. Asumsi-asumsi untuk penyederhanaan dirumuskan dan akhirnya kesimpulan dan saran disusun.

Dalam kajian ini, analisis proses-proses memperhitungkan baik eksergi fisik maupun eksergi kimia. Setiap proses terdiri dari masukan eksergi dan keluaran eksergi dengan sejumlah kerugian eksergi.

1. Sistem turbin gas beroperasi pada keadaan stedi.
2. Prinsip-prinsip campuran gas ideal diterapkan pada udara dan produk pembakaran.
3. Bahan bakar (gas alam) dipertimbangkan sebagai metana dan diperlakukan sebagai gas ideal.
4. Pembakaran di dalam ruang bakar adalah sempurna.  $N_2$  adalah lembam (*inert*).
5. Komponen-komponen lainnya beroperasi tanpa kerugian kalor (adiabatik)

Berikut ini adalah data-data yang digunakan dalam pembahasan :

- Data operasi aktual meliputi: data operasi harian PLTG, dan laporan gas harian.
- Buku manual turbin gas untuk parameter desain.
- Publikasi internet untuk parameter universal.

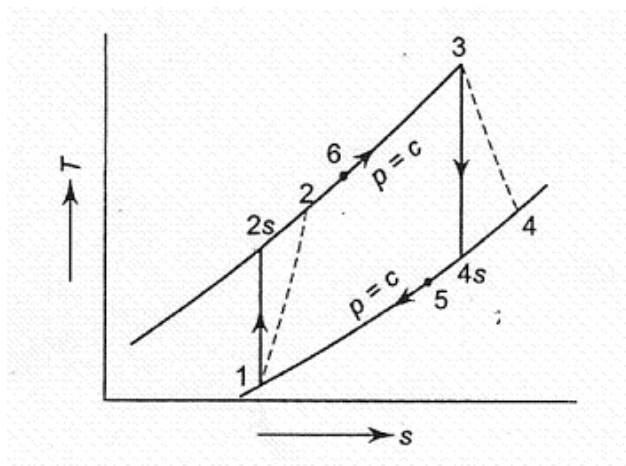
Data-data yang ada dikompilasi dan disusun dan kemudian diolah dengan menggunakan lembar kerja program *Microsoft Excel* untuk menghitung laju kerugian eksergi dan efisiensi eksergetik. Selanjutnya data hasil perhitungan dalam bentuk tabel diolah lebih lanjut untuk mendapatkan hasil akhir dalam bentuk grafik. Satuan Internasional digunakan pada seluruh analisis.

#### 5. HASIL DAN PEMBAHASAN

##### 5.1 Analisis Energi

Rasio bahan bakar udara,  $\bar{f}$  diperoleh sama dengan 0,043. Analisis molar produk pembakaran adalah: 74,29%  $N_2$ , 11,50%  $O_2$ , 4,15%  $CO_2$ , 10,06%  $H_2O$ . Nilai entalpi dan entropi pada masing-masing keadaan yang diperlihatkan pada diagram pada diagram Ts (gambar 5.1) diberikan pada table 5.1.





Gambar 5.1. Diagram Ts

Tabel 5.1 Entalpi dan entropi, pada masing-masing keadaan dalam satuan kJ/kmol atau kJ/kmol.K.

Notasi	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Campuran
$h_{T1}$	0	0	-393,521	-241,856	-4,713
$s_{T1}^0$	191,610	205,146	213,794	188,824	
$s_{T2}$	191,610	205,146	213,794	188,824	194,351
$h_{T2}$	5889,9	5995,5	-385030,8	-235836,1	517,0
$s_{T2}^0$	206,736	220,520	233,397	206,351	
$s_{T3}$	193,525	218,326	287,506	223,969	194,351
$h_{T3}$	7720,6	7862,6	-382190,4	-232822,5	3062,6
$s_{T3}^0$	210,212	224,076	240,807	210,509	
$s_{T4}$	197,000	221,883	292,915	228,128	202,744
$h_{T4}$	24408,7	25244,1	-355033,0	-211992,7	-15014,3
$s_{T4}^0$	231,361	246,068	275,131	236,809	
$s_{T5}$	218,499	248,714	286,258	240,571	227,008
$h_{T5}$	11941,1	12208,0	-375484,4	-227691,4	-28202,7
$s_{T5}^0$	217,018	231,083	251,650	218,782	
$s_{T6}$	219,325	248,897	277,945	237,711	227,008
$h_{T6}$	12909,92	13209,7	-373901,4	-226500,4	-27183,8
$s_{T6}^0$	218,392	232,768	253,868	220,472	
$s_{T7}$	220,698	250,583	280,163	239,401	228,484

### 5.2 Analisis Eksergi

Laju eksrgi pada masing-masing keadaan di-perlihatkan pada table 5.2, sedangkan laju pemusnahan eksergi pada masing-masing komponen system turbin gas diperlihatkan pada table 5.3.

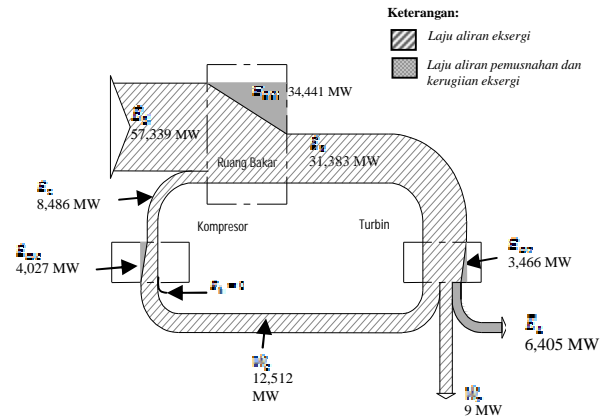
Tabel 5.2. Laju eksergi pada masing-masing keadaan

Keadaan	Substansi	Laju eksergi (MW)		
		$\dot{E}_{T1}$	$\dot{E}_{T2}$	$\dot{E}_{T3}$
1	Udara	0,000	0,000	0,000
2	Udara	8,486	0,000	8,486
3	Produk pembakaran	30,895	0,492	31,383
4	Produk pembakaran	5,913	0,492	6,405
5	Metana	0,354	56,984	57,339

Tabel 5.3. Eksergi yang dimusnahkan pada masing-masing komponen sistem turbin gas

Komponen	Eksergi yang dimusnahkan ( $\dot{E}_D$ )		
	(MW)	$\% \dot{E}_{T1}$ (%)	$\% \dot{E}_{T3}$ (%)
Ruang bakar	34,441	82,133	60,066
Turbin gas	3,466	8,267	6,044
Kompresor	4,027	9,602	7,023

Instalasi keseluruhan	41,934	100,000	73,133
-----------------------	--------	---------	--------



Gambar 5.2. Diagram Grassman aliran eksergi secara keseluruhan

Sebagai tambahan, 6,405 MW atau 11% dari eksergi bahan bakar dibawa oleh sistem ke keadaan 4 dan selanjutnya dibuang ke lingkungan, laju eksergi ini diperhitungkan sebagai kerugian eksergi. Aliran eksergi pada instalasi sistem turbin gas secara keseluruhan disajikan dalam bentuk grafik seperti yang perlihatkan pada Gambar 5.5.

### 5.3 Pembahasan

Pada Tabel 5.3 Dan Gambar 5.5. nampak jelas bahwa bagian terbesar pemusnahan eksergi terjadi pada volume atur 2 (generator gas/ruang bakar), yaitu sebesar 82,133 %, yang merupakan penyebab utamanya adalah proses pembakaran. Kemudian berturut-turut diikuti oleh volume atur 1 (kompresor udara) dan volume atur 3 (turbin gas).

Pemusnahan eksergi pada komponen-komponen tersebut berasal dari satu atau beberapa dari ketiga jenis irreversibilitas utama yang terkait, masing-masing adalah reaksi pembakaran, perpindahan kalor dan gesekan. Ketiga jenis irreversibilitas tersebut terjadi pada ruang bakar, dimana reaksi kimia merupakan sumber pemusnahan eksergi yang paling signifikan, yang berhubungan dengan perpindahan kalor dari aliran ke aliran. Pemusnahan eksergi pada turbin gas dan kompresor adiabatik terutama disebabkan oleh gesekan.

Pada hakekatnya, pembakaran merupakan sumber irreversibilitas yang paling signifikan, dan pengurangan secara dramatis efeknya pada pemusnahan eksergi dengan cara-cara konvensional tidaklah dapat diharapkan. Sampai saat ini, cara yang paling dikenal untuk meningkatkan efisiensi pembakaran adalah dengan prapemanasan udara pembakaran, mengurangi rasio bahan bakar dan udara. Pemusnahan eksergi pada turbin dan kompresor dapat berkurang bila gesekan dikurangi.

Pertimbangan-pertimbangan yang diuraikan sebelumnya memberikan dasar untuk mengimplementasikan langkah-langkah perekayasa praktis untuk peningkatan performansi sistem turbin gas. Akan tetapi langkah-langkah yang demikian itu harus diterapkan



secara bijaksana. Langkah-langkah peningkatan performansi termodinamika pada suatu komponen dapat saja memberikan efek yang berlawanan, tidak mengarah ke peningkatan bersih secara keseluruhan. Selain itu, langkah-langkah untuk meningkatkan performansi termodinamika selalu mempunyai konsekuensi ekonomi. Hal ini tentunya memerlukan pertimbangan-pertimbangan baik dari sisi termodinamika maupun dari sisi ekonomi.

## 6. KESIMPULAN DAN SARAN

### 6.1 Kesimpulan

Analisis eksergi pada evaluasi performansi PLTG Sektor Keramasan Palembang telah dilaksanakan, besarnya laju pemusnahan eksergi dan lokasinya telah diketahui. Dari hasil tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa :

1. Bagian terbesar pemusnahan eksergi (*exergy destruction*) terjadi di ruang bakar (82,133%) dengan efisiensi eksergetik 47,6%, kemudian berturut-turut diikuti oleh kompresor udara (9,602%) dengan efisiensi eksergetik 70,7%, dan turbin gas (8,265%) dengan efisiensi eksergetik 86,1%.
2. Laju eksergi (*exergy loss*) yang terbuang ke lingkungan yang dibawa oleh gas buang masih cukup tinggi yaitu sebesar 6,405 MW.
3. Eksergi yang dimusnahkan dan efisiensi hukum kedua merupakan karakteristik performansi penting pada siklus Brayton, dalam praktek keduanya mempunyai dampak yang besar terhadap biaya operasi.

### 6.2 Saran

Analisis eksergi rinci pada instalasi PLTG/PLTU Sektor Keramasan sebaiknya dilaksanakan secara keseluruhan dengan menggunakan kondisi operasi aktual dan data desain yang ada. Hal ini didahului dengan pemeriksaan akurasi semua instrumentasi melalui kalibrasi, dan semua instrumen pengukuran yang relevan hendaknya terpasang.

Selain itu, langkah-langkah untuk meningkatkan performansi termodinamika selalu mempunyai konsekuensi ekonomi. Untuk itu kajian peningkatan performansi termodinamika sebaiknya disertai dengan kajian ekonomi, misalnya dengan analisis termoeкономи atau eksergi ekonomi.

4. Bejan, A., 1998. *Advanced engineering thermodynamics*, 2nd ed. New York: John Wiley and Sons Inc.
5. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran M., 1996. *Thermal design and optimization*. U.S.A: John Wiley and Sons Inc.
6. Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2006. *Thermodynamics: an engineering approach*, 5th ed., Dubuque, Iowa: McGraw-Hill.
7. Çolpan, C.Ö., 2005. *Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems*. Middle East Technical University.
8. Ebadi, M. J., Gorji-Bandpy, M., 2005. *Exergetic analysis of gas turbine plants*. Int. J. Exergy, Vol. 2, No. 1.
9. Holmberg, H., 2009. *Determination of the real loss of power for a condensing and a backpressure turbine by means of second law analysis*. Entropy 2009, 11, 702-712.
10. Jubeh, N. M., 2005. *Exergy analysis and second law efficiency of a regenerative brayton cycle with isothermal heat addition*. Entropy 2005. 7[3], 172-187.
11. Kotas, T. J., 1985. *The exergy method of thermal plant analysis*. London: Butterworths.
12. Mahmoudi S. M. S., Ranjhar, F., Zare, V., 2009. *Energy and exergy analysis and regenerative gas turbines inlet air cooling using absorption refrigeration*. Journal of Applied Sciences.
13. Moran, M., 1982. *Availability analysis*. Englewood Cliffs: Prentice Hall Inc.
14. Priddy, A. P., Li K. W., 1985. *Power plant system design*. New York: John Wiley and Sons Inc.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Ahern, J. E., 1980. *The exergy method of energy systems analysis*. Canada: John Wiley and Sons Inc.
2. Bathle, William W., 1984. *Fundamentals of gas turbines*. New York: John Wiley and Sons Inc.
3. Bejan, A., 1988. *Advanced engineering thermodynamics*. U.S.A: John Wiley and Sons Inc.

