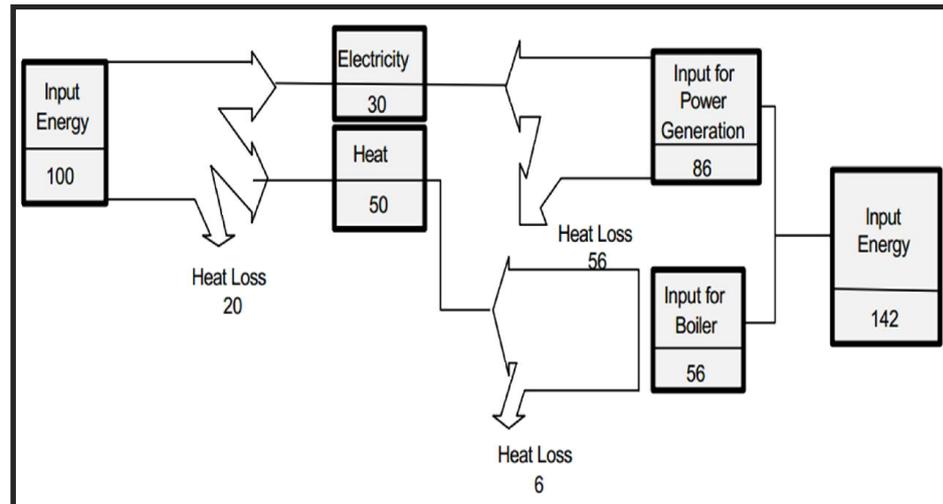


II. TINJAUAN PUSTAKA

A. Kogenerasi (*Cogeneration*)

Kogenerasi adalah nama baru untuk teknologi yang sudah dimanfaatkan sejak tahun 1800-an. Dalam pengertian yang lebih luas, kogenerasi adalah produksi bersamaan dari uap (fluida panas lainnya) dan listrik dengan satu peralatan konversi energi (BPPT, 2012). Perbedaan fundamental antara alat konversi energi konvensional dengan kogenerasi adalah bahwa pada sistem konvensional hasil yang diproduksi hanya listrik atau uap saja, sedangkan pada sistem kogenerasi keduanya diproduksi sekaligus secara bersamaan dengan penghematan energi. Kogenerasi adalah sumber alternatif energi yang dapat bertahan terus karena potensi penghematan energi yang dihasilkan. Konsep ini membutuhkan pengaturan kerja teknis, ekonomis, dan kelembagaan antara industri serta penyedia utilitas.

Suatu peralatan kogenerasi dalam memproduksi listrik dan uap dengan bahan bakar kurang dari 10-30% yang dibutuhkan untuk suatu pembangkit energi konvensional. Perbandingan efisiensi sistem pembangkit konvensional dan kogenerasi dapat dilihat pada gambar 2.1 yang menunjukkan bahwa sistem kogenerasi mampu membangkitkan listrik dan uap dengan jumlah yang sama seperti pembangkit konvensional dimana konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan lebih kecil (UNESCAP, 2000).



Gambar 2.1 Perbandingan efisiensi sistem pembangkit konvensional dan kogenerasi (UNESCAP, 2000)

B. Klasifikasi Sistem Kogenerasi

Sistem kogenerasi biasanya diklasifikasikan menurut jenis *steam* (fluida), urutan penggunaan energi dan skema operasi yang diambil.

1. Klasifikasi sistem kogenerasi berdasarkan urutan energi yang digunakan adalah sebagai berikut (UNEP, 2006):

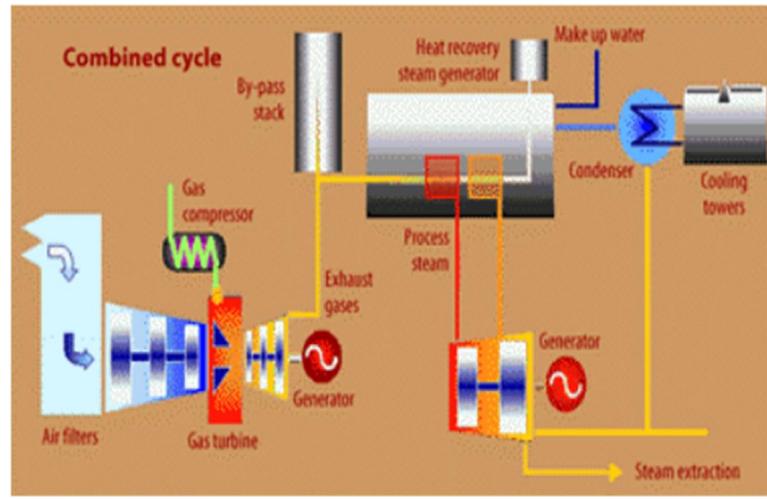
a. Siklus atas

Dalam siklus atas bahan bakar yang dipasok digunakan untuk memproduksi daya terlebih dahulu dan kemudian energi panas yang merupakan produk samping siklus digunakan untuk memenuhi permintaan proses panas lainnya. Terdapat empat jenis sistem kogenerasi siklus atas:

1) Sistem atas siklus kombinasi

Sebuah turbin gas memproduksi listrik atau daya mekanis diikuti oleh boiler pemanfaat panas untuk menghasilkan *steam* yang

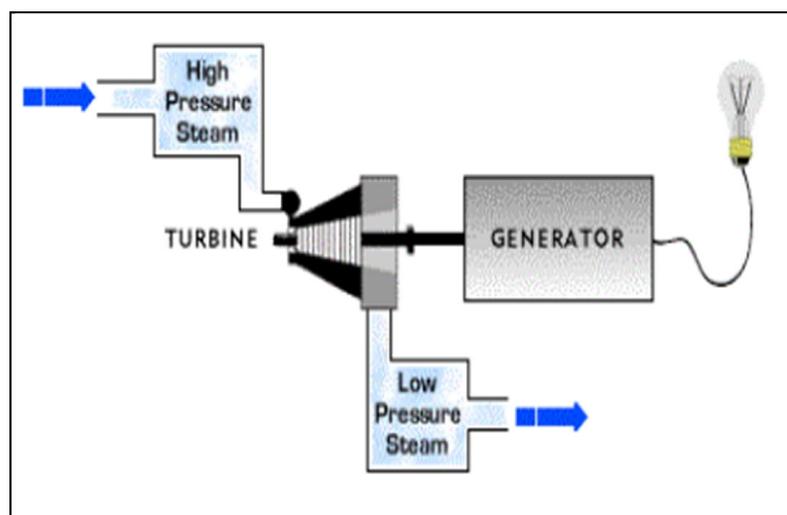
digunakan untuk menggerakkan turbin uap sekunder seperti yang terlihat pada gambar berikut:



Gambar 2.2 Sistem atas siklus kombinasi (UNEP, 2006)

2) Sistem atas turbin uap

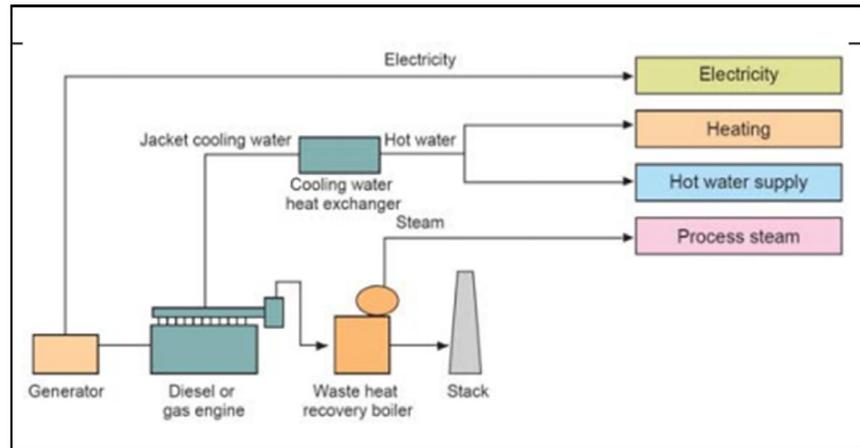
Pada jenis sistem atas turbin uap (jenis apapun) bahan bakar dibakar untuk menghasilkan *steam* tekanan tinggi yang kemudian melewati turbin uap untuk menghasilkan daya dengan buangan *steam* dari proses merupakan *steam* bertekanan rendah.



Gambar 2.3 Sistem atas turbin uap (UNEP, 2006)

3) Sistem atas pemanfaatan kembali panas

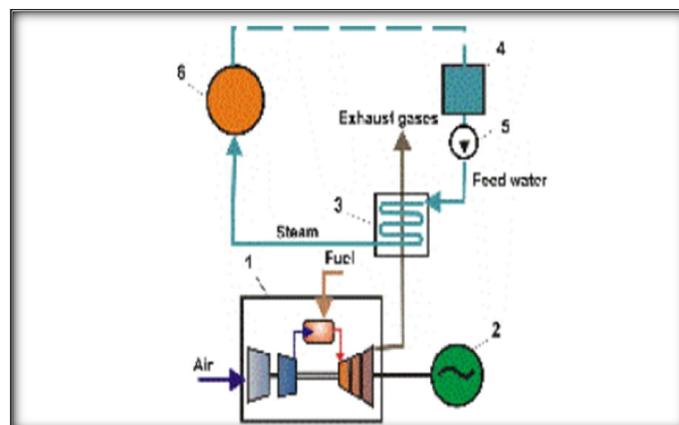
Jenis ini memanfaatkan panas yang diambil dari buangan mesin dan/atau sistem pendingin yang mengalir menuju boiler pemanfaat panas, dimana panas ini diubah menjadi *steam* untuk proses penggunaan lebih lanjut.



Gambar 2.4 Sistem atas pemanfaatan kembali panas (UNEP, 2006)

4) Sistem atas turbin gas

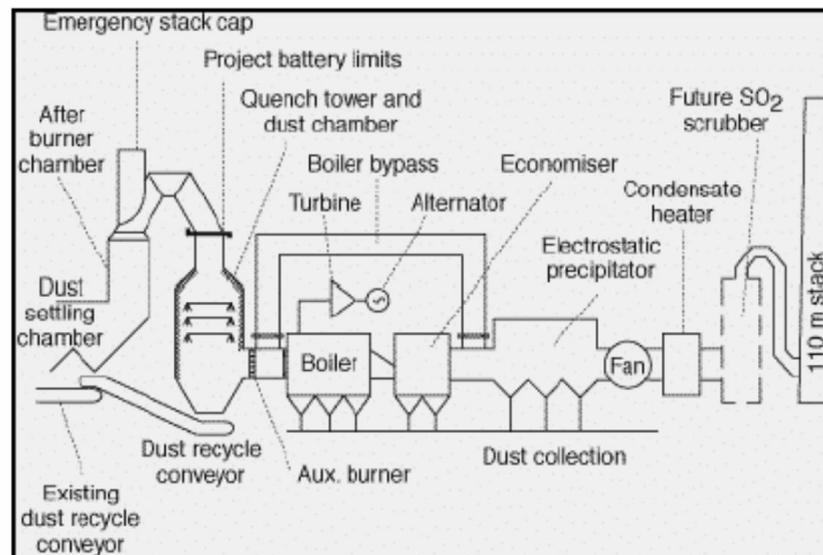
Turbin gas menggerakkan sebuah generator dan gas buang mengalir ke boiler pemanfaat panas (HRSG) yang membuat *steam* dan panas untuk proses.



Gambar 2.5 Sistem atas turbin gas (UNEP, 2006)

b. Siklus bawah

Dalam siklus bawah, bahan bakar primer digunakan untuk memproduksi energi panas bertemperatur tinggi dan panas yang keluar dari proses digunakan untuk membangkitkan daya melalui boiler pemanfaat panas kembali (HRSG) dan sebuah generator turbin. Siklus bawah cocok untuk proses manufaktur yang memerlukan panas pada temperatur tinggi dalam tungku. Areal penerapannya termasuk industri semen, baja, keramik, gas, dan petrokimia.



Gambar 2.6 Siklus bawah (UNEP, 2006)

Plant siklus bawah kurang umum digunakan daripada siklus atas. Gambar 2.8 menggambarkan siklus bawah dimana bahan bakar dibakar dalam *furnace* untuk menghasilkan *rutile* sintetik. Limbah gas yang keluar dari *furnace* digunakan dalam boiler untuk menghasilkan *steam* yang menggerakkan turbin untuk menghasilkan listrik.

2. Berdasarkan jenis *steam* (fluida) sistem kogenerasi diklasifikasikan atas (UNEP, 2006):

a. Sistem kogenerasi turbin uap

Turbin uap merupakan salah satu teknologi mesin penggerak yang multi fungsi dan tertua yang masih diproduksi secara umum. Pembangkitan energi dengan menggunakan turbin uap telah berlangsung sekitar 100 tahun, ketika alat tersebut menggantikan mesin *steam reciprocating* karena efisiensinya yang tinggi dan biayanya yang murah. Kapasitas turbin uap dapat berkisar dari 50 kW hingga ratusan MW untuk *plant* dengan kebutuhan energi yang besar. Turbin uap digunakan secara luas untuk penerapan gabungan panas dan daya (CHP).

Siklus termodinamika untuk turbin uap merupakan siklus Rankine. Siklus Rankine merupakan dasar bagi sistem pembangkitan daya konvensional dan terdiri dari sumber pemanas (*boiler*) yang mengubah air menjadi *steam* bertekanan tinggi. Dalam siklus uap, air pertamanya dipompa ketekanan sedang hingga tinggi, kemudian dipanaskan hingga temperatur didih yang sesuai dengan tekanannya, dan kemudian biasanya diberikan panas berlebih (*superheated*). Turbin multi tahap mengekspansi *steam* bertekanan sampai ke tekanan rendah dan *steam* kemudian dikeluarkan ke kondensator. Kondensat dari kondensator atau dari sistem penggunaan *steam* dikembalikan ke pompa air umpan untuk keberlanjutan siklus.

b. Sistem kogenerasi mesin *reciprocating*

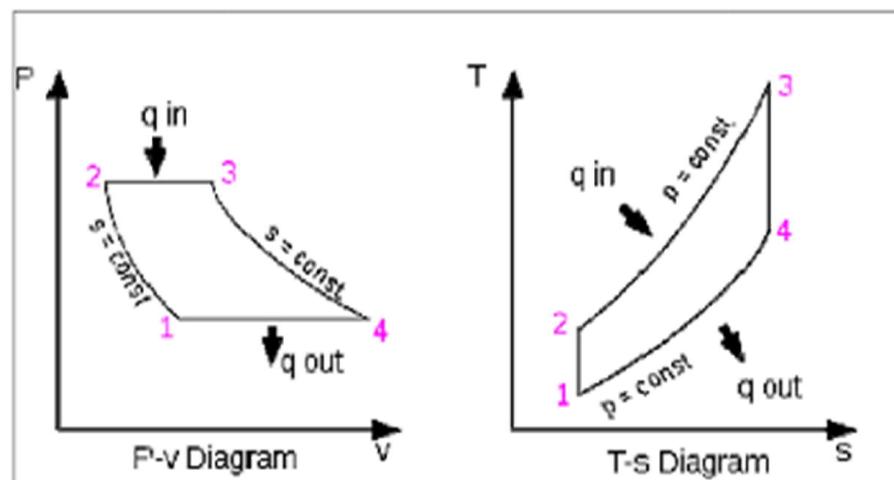
Mesin-mesin *reciprocating* cocok untuk berbagai penggunaan pembangkitan yang terdistribusi, industri, komersial, dan fasilitas institusional untuk pembangkitan daya dan CHP. Mesin *reciprocating* memiliki efisiensi listrik lebih tinggi dibandingkan dengan turbin gas dengan ukuran yang sebanding, dengan demikian mesin *reciprocating* mampu menurunkan biaya operasi yang berhubungan dengan bahan bakar. Disamping itu, biaya awal *genset* mesin *reciprocating* umumnya lebih rendah dari *genset* turbin gas hingga ukuran 3-5 MW. Namun biaya perawatan mesin *reciprocating* umumnya lebih tinggi dari turbin gas.

Potensi penerapan pembangkitan untuk mesin *reciprocating* terdiri dari *standby*, pemangkasan beban puncak, penyangga *grid*, dan penerapan CHP dimana diperlukan air panas, *steam* tekanan rendah, atau limbah absorpsi panas pembakaran pada pendingin. Mesin *reciprocating* juga digunakan secara luas sebagai penggerak mekanik langsung dalam berbagai penerapan seperti pompa air, kompresi udara dan gas, dan pendinginan.

c. Sistem kogenerasi turbin gas

Sistem kogenerasi turbin gas beroperasi pada siklus termodinamika yang dikenal dengan siklus Brayton. Pada siklus Brayton, udara atmosfer dikompresi, dipanaskan, diekspansikan, dan kemudian gas berlebih yang dihasilkan oleh turbin atau ekspander yang dipakai oleh

kompresor digunakan untuk pembangkitan energi seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7. Sistem kogenerasi turbin gas dapat menghasilkan seluruh atau sebagian permintaan energi setempat, dan energi yang dilepas pada suhu tinggi pada cerobong pengeluaran dapat dimanfaatkan kembali untuk berbagai penggunaan pemanasan dan pendinginan.



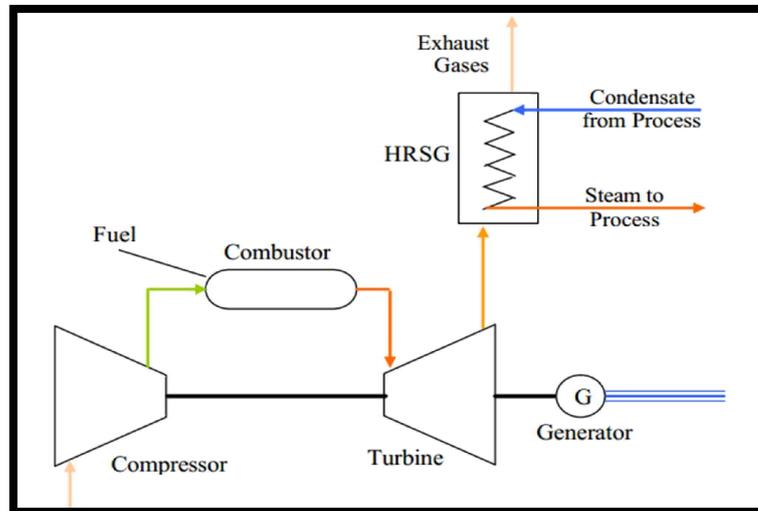
Gambar 2.7 Diagram P-v dan T-s (Nugroho, 2012)

Siklus seperti gambar di atas terdapat empat langkah:

- Langkah 1-2: Udara luar dihisap dan ditekan di dalam kompresor, menghasilkan udara bertekanan (langkah kompresi)
- Langkah 2-3: Udara bertekanan dari kompresor dicampur dengan bahan bakar, terjadi reaksi pembakaran yang menghasilkan gas panas (langkah pemberian panas)
- Langkah 3-4: Gas panas hasil pembakaran dialirkan untuk memutar turbin (langkah ekspansi)
- Langkah 4-1: Gas panas dari turbin dibuang ke udara luar (langkah pembuangan)

Terdapat dua macam sistem kogenerasi turbin gas yaitu (UNEP, 2006):

1) Sistem kogenerasi turbin gas siklus terbuka



Gambar 2.8 Sistem kogenerasi turbin gas siklus terbuka (UNEP, 2006)

Hampir seluruh sistem turbin gas yang tersedia saat ini beroperasi pada siklus Brayton terbuka (juga dikenal dengan siklus Joule bila ketidakmampuan baliknya diabaikan) dimana kompresor mengambil udara dari atmosfer dan membawanya pada tekanan yang lebih tinggi ke ruang bakar sehingga suhu udara juga meningkat karena kompresi. Udara dikirimkan melalui sebuah *diffuser* ke ruang pembakaran yang bertekanan konstan, dimana bahan bakar diinjeksi dan dibakar. *Diffuser* menurunkan kecepatan udara ke nilai yang dapat diterima dalam pembakar.

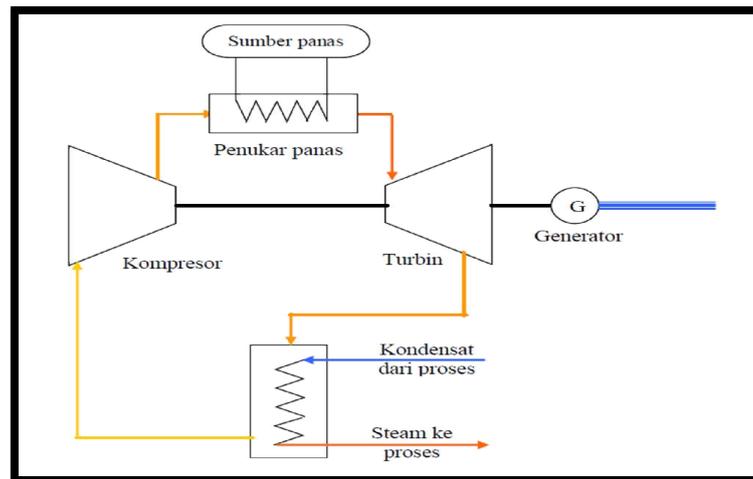
Terdapat penurunan tekanan (*pressure drop*) di dalam pembakar sekitar 1.2%. Pembakaran berlangsung dengan udara berlebih. Gas buang keluar pembakar pada suhu tinggi dengan konsentrasi oksigen sampai 15-16%. Semakin tinggi suhu pada siklus ini, akan semakin tinggi

efisiensi siklusnya. Batas atasnya ditentukan dengan daya tahan material turbin terhadap suhu, juga oleh efisiensi sudu-sudu pendingin. Batasan suhu pada teknologi terbaru adalah sekitar 1300°C.

Gas buang yang bertemperatur dan bertekanan tinggi ini menuju turbin gas dan menghasilkan kerja mekanis untuk menggerakkan kompresor dan beban (generator listrik). Gas buang meninggalkan turbin pada temperatur yang cukup besar (450-600°C) yang ideal untuk dimanfaatkan kembali. Untuk pemanfaatan yang lebih efisien, dipengaruhi oleh *boiler* pemanfaat kembali panas (HRSG). *Steam* yang dihasilkan dapat memiliki tekanan dan suhu yang tinggi, yang menjadikannya cocok tidak hanya untuk proses termal saja namun juga untuk menggerakkan turbin uap sehingga menghasilkan energi tambahan.

2) Sistem kogenerasi turbin gas siklus tertutup

Dalam sistem kogenerasi turbin gas siklus tertutup, fluida kerja (biasanya gas helium atau udara) bersirkulasi dalam suatu sirkuit tertutup. Fluida ini dipanaskan dalam suatu penukar panas sebelum masuk menuju turbin, dan didinginkan setelah keluar turbin dengan melepaskan panas yang berguna. Sumber panas dapat berasal dari pembakaran eksternal berbagai bahan bakar dan juga dapat digunakan energi nuklir atau energi matahari.



Gambar 2.9 Sistem kogenerasi turbin gas siklus tertutup (UNEP, 2006)

C. Komponen Sistem Kogenerasi Turbin Gas

Adapun komponen utama sistem kogenerasi turbin gas adalah sebagai berikut:

1. Turbin Gas

Turbin merubah energi kinetik dari pembakaran gas yang mengalir dari ruang pembakaran, kemudian merubah energi ini menjadi *shaft horsepower* untuk menggerakkan kompresor. Berdasarkan alirannya turbin gas terdiri dari dua tipe yaitu turbin aliran aksial (*axial-flow turbine*) dan turbin aliran radial (*radial-inflow turbine*).

Turbin aliran aksial (*axial-flow turbine*) terdiri dari *nozzle stasioner* (baling-baling) dan pisau pemutar (*buckets*) yang melekat pada piringan turbin (*disc*). Turbin dibagi menjadi tiga jenis yaitu impuls, reaksi dan kombinasi dari turbin impuls dan reaksi. Energi menurun ke setiap tahap yang merupakan fungsi dari konfigurasi area *nozzle* dan *airfoil*. Area *nozzle* pada turbin adalah bagian penting dari turbin jika terlalu kecil

maka *nozzle* akan memiliki kecenderungan untuk memberikan tekanan dibawah kondisi aliran maksimum, dan jika terlalu besar maka turbin tidak akan beroperasi pada efisiensi terbaik (Giampaolo, 2006)

Turbin aliran radial (*radial-inflow turbine*) telah digunakan selama bertahun-tahun. Pertama muncul sebagai unit penghasil daya praktis di bidang turbin hidrolik. Keuntungan terbesar turbin aliran radial adalah bahwa kerja yang dihasilkan oleh satu tahap setara dengan dua tahap atau lebih dalam turbin aksial. Turbin aliran radial (*radial-inflow turbine*) memiliki keuntungan lain yaitu harganya jauh lebih rendah dibandingkan dengan satu atau beberapa tahap pada turbin aliran aksial. Akan tetapi turbin aliran radial memiliki efisiensi turbin lebih rendah dibandingkan dengan turbin aliran aksial (Boyce, 2002).

2. *Compressor*

Kompresor terdiri dari pisau putar pada cakram dan baling-baling stasioner yang mengarahkan udara ke baris pisau berikutnya. Tahap pertama kompresor baling-baling mempercepat udara menuju ujung-ujungnya dan menuju tahap baling-baling pertama. Pada tahap baling-baling pertama berfungsi memperlambat udara ke bawah dan langsung menuju tahap kompresor baling-baling kedua, dan seterusnya melalui tahapan rotor kompresor. Kompresor memberikan tekanan tinggi sehingga udara dengan volume yang tinggi bila dipanaskan dan diperluas melalui bagian turbin, memberikan output daya yang diperlukan oleh

proses. Kinerja kompresor umumnya ditunjukkan sebagai rasio tekanan yang diplot terhadap aliran udara (Soares, 1998).

3. *Combustion chamber*

Ada tiga jenis ruang pembakaran (*Combustion chamber*) utama yang digunakan saat ini (Boyce, 2002):

a. Tubular (*single can*)

Tubular (*single can*) lebih dipilih oleh banyak desainer industri turbin gas dari eropa. Hal tersebut dikarenakan ruang bakar tunggal dengan ukuran yang besar ini menawarkan keuntungan dari kesederhanaan desain dan umur yang panjang karena tingkat pelepasan panas yang rendah. Tubular untuk unit besar biasanya memiliki lebih dari satu *nozzle*. Dalam banyak kasus, cincin *nozzle* ditempatkan di daerah zona primer.

b. Tubo-annular (*can-annular*)

Tubo-annular adalah jenis paling umum dari *combustion chamber* yang digunakan pada turbin gas. Turbin gas industri yang dirancang oleh perusahaan-perusahaan Amerika Serikat menggunakan jenis tubo-annular atau *can-annular*. Keuntungan untuk jenis ini adalah kemudahan pemeliharaan dan juga memiliki distribusi temperatur yang lebih baik dari sisi *single-can combustor*.

c. Annular

Annular Combustion Chamber digunakan terutama pada jenis turbin gas untuk pesawat. Jenis ruang bakar ini biasanya memiliki tipe searah aliran. Radius ruang bakar luar sama dengan *casing* kompresor,

sehingga menghasilkan desain aliran garis. *Annular Combustion Chamber* membutuhkan udara pendinginan kurang dari ruang bakar tubo-annular, dan karena itu semakin penting untuk aplikasi suhu tinggi. Di sisi lain, ruang bakar annular jauh lebih sulit untuk mendapatkan pemeliharaan dan cenderung menghasilkan profil radial dan melingkar sehingga kurang menguntungkan dibandingkan dengan pembakar tubo-annular.

4. *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*

Konsep pemanfaatan kembali limbah panas bukanlah hal baru. Pada tahun 1948, Westinghouse membangun turbin gas untuk lokomotif kereta api yang ditujukan untuk layanan penumpang cepat. Awalnya, *boiler* disebut *boiler* pemulih panas, dan fungsinya adalah menghasilkan uap jenuh untuk keperluan sekunder. Sejak saat itu, banyak usaha dihabiskan untuk mencoba memaksimalkan kinerja turbin gas, dan sedikit perhatian yang diberikan ke ujung belakang siklus.

Pada akhir tahun 1960, penekanan berubah menjadi memaksimalkan efisiensi siklus, dan *engineer* mulai merancang turbin gas dengan *boiler* limbah panas. Ketika *superheater* besar ditambahkan, nama berubah menjadi *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*. Casing dari HRSG dirancang untuk menangani tekanan termal yang signifikan yang disebabkan oleh suhu transien selama *start-up* dan *shutdown*. Sebuah *diffuser* besar dipasang di *inlet* untuk mengurangi kecepatan tinggi. Bahan bakar tambahan dapat ditambahkan ke *diffuser* untuk memberikan

tambahan produksi uap dalam operasi *off-design* dan/atau uap *superheated*.

HRSG beroperasi normal dengan dua tekanan yaitu satu substansial *superheated* dan satu (tekanan rendah) bagian dengan sedikit atau tanpa *superheated*. Sebuah set turbin uap generator dapat diinstal untuk menyeimbangkan arus uap di pabrik. HRSG dapat dirancang untuk menangani beberapa tekanan, tetapi tidak ekonomis untuk menggunakan lebih dari tiga (Boyce, 2002).

D. Eksergi

1. Definisi eksergi

Dasar dari analisis eksergi pertama kali dikenalkan oleh Carnot pada tahun 1824 dan Clausius pada tahun 1865. Penelitian menggunakan analisis eksergi itu sendiri telah dilakukan pada akhir abad ke-18. Pada tahun 1889 Gouy meneliti tentang konsep eksergi dari *useable energi* (energi yang berguna) untuk sistem tertutup. Dalam konsep ini juga dinyatakan bahwa energi yang hilang selama proses sama dengan perubahan entropi proses itu. Kemudian konsep ini terus dikembangkan melalui penelitian-penelitian selanjutnya. Baru pada tahun 1939 Bosjankovic mulai mengembangkannya dengan mempublikasikan dua paper yang mengembangkan konsep Hukum Kedua Termodinamika. Paper ini menjadi begitu penting bagi perkembangan konsep eksergi. Penggunaan kata *exergy* itu sendiri dikenalkan pertama kali oleh Bosjankovic pada tahun 1960, Trepp pada tahun 1961, dan Baehr tahun

1962, dan sejak itu *exergy* mulai dikenalkan sebagai *work capacity* atau *available work* (Basri, 2011).

Metode analisis eksergi (analisis kemanfaatan) sangat tepat digunakan untuk mendorong tercapainya penggunaan sumber daya energi dengan lebih efektif, karena eksergi memungkinkan untuk menentukan lokasi, penyebab, dan besar sebenarnya dari kerugian dan pemborosan suatu sistem termal. Dengan demikian eksergi dapat digunakan dalam sistem baru yang lebih efisien dan dapat meningkatkan efisiensi dari sistem yang sudah ada.

Hukum kedua termodinamika menyatakan bahwa selain memiliki kuantitas, energi juga memiliki kualitas, dan suatu proses yang riil akan berlangsung pada arah kualitas energi yang semakin menurun. Jadi walaupun tidak ada kuantitas energi yang hilang, kualitas energi selalu berkurang selama proses. Besaran dari kualitas energi ini disebut eksergi.

2. *Dead state*

Ketika tekanan, temperatur, komposisi, kecepatan, atau elevasi dari sebuah sistem berbeda dari lingkungan, maka ada kesempatan untuk melakukan kerja. Bila kemudian sistem berubah kondisi menuju kondisi lingkungan, maka kesempatan kerja tersebut berkurang. Dan kesempatan itu akan hilang sama sekali ketika satu sama lain relatif berada pada kondisi kestimbangan (*equilibrium*). Kondisi dari sistem ini disebut *dead state*. Pada *dead state*, kondisi kesetimbangan mekanik, termal, dan kimia antara sistem dan lingkungan terpenuhi (Bejan, 1996).

3. Aspek eksergi

Beberapa aspek penting dari konsep eksergi adalah sebagai berikut (Moran, 2006):

- a. Eksergi adalah ukuran tingkat menjauhnya keadaan sistem dari keadaan lingkungan. Oleh karena itu eksergi merupakan atribut dari sistem dan lingkungan bersama. Namun, setelah lingkungan ditentukan, suatu nilai dapat ditentukan untuk eksergi dalam hal nilai properti untuk sistem saja, jadi eksergi dapat dianggap sebagai properti dari sistem.
- b. Nilai eksergi tidak bisa bernilai negatif. Karena jika sistem berada pada keadaan lain selain keadaan mati, sistem akan dapat mengubah kondisi secara spontan menuju ke keadaan mati. Kecenderungan ini terjadi jika keadaan mati tercapai dan tidak diperlukan kerja untuk melakukan perubahan spontan. Oleh karena itu, setiap perubahan keadaan sistem ke keadaan mati dapat dicapai dengan sedikitnya *zero work*, dan dengan demikian kerja maksimal (eksergi) tidak dapat bernilai negatif.
- c. Eksergi tidak dapat dikekalkan tetapi dihancurkan oleh irreversibilitas. Sebuah batas adalah jika seluruh eksergi dimusnahkan, seperti yang akan terjadi jika sistem yang diizinkan untuk mengalami perubahan spontan ke keadaan mati dengan tidak ada kemampuan untuk memperoleh kerja. Potensi untuk mengembangkan kerja yang ada awalnya akan benar-benar terbuang dalam proses spontan tersebut.

- d. Eksergi dilihat sebagai kerja teoritis maksimum yang diperoleh dari suatu sistem kombinasi ditambah lingkungan sebagai suatu sistem yang bergerak dari keadaan menuju ke keadaan mati (kesetimbangan). Atau, eksergi dapat dianggap sebagai kerja teoritis minimum yang diperlukan untuk membawa sistem dari keadaan mati (kesetimbangan) menuju ke keadaan lain.

4. Analisis eksergi

a. Komponen eksergi

Eksergi total suatu sistem dapat dibagi menjadi empat komponen yaitu (Bejan, 1996):

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (2.1)$$

Dimana:

E^{PH} : Eksergi fisik

E^{KN} : Eksergi kinetik

E^{PT} : Eksergi potensial

E^{CH} : Eksergi kimia

Walaupun eksergi merupakan sebuah sifat yang ekstensif, kerap kali eksergi bekerja berdasarkan unit massa. Dan eksergi spesifik total berdasarkan unit massa dapat ditulis sebagai (Bejan, 1996):

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (2.2)$$

dengan

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad (2.3)$$

$$e^{PT} = gz \quad (2.4)$$

dimana V dan z menunjukkan kecepatan dan elevasi relatif terhadap koordinat di dalam lingkungan. Dengan menelaah dalam sistem yang diam relatif terhadap lingkungan ($e^{KN} = e^{PT} = 0$), eksergi fisik adalah kerja berguna teoritis maksimum yang dapat diperoleh sewaktu sistem berlalu dari status mulanya dimana temperatur T dan takanan P ke status mati dimana temperatur T_o dan tekanan P_o .

$$e^{PH} = (h_i - h_o) + T_o (s_i - s_o) \quad (2.5)$$

Sedangkan eksergi kimia dimana penggunaan istilah kimia di sini tidak berarti sebuah reaksi kimia melainkan komponen yang tertaut dengan deviasi komposisi kimia sebuah sistem dari komposisi kimia terhadap lingkungan. Laju eksergi kimia dapat ditulis dengan persamaan berikut (Bejan, 1996):

$$\dot{E}^{CH} = \dot{m} (e^{CH}) \quad (2.6)$$

Dimana e^{CH} merupakan eksergi kimia standar, dimana tabel eksergi kimia molar standar tersedia pada beberapa literatur yaitu salah satunya dari Tabel C.1 dan C.2 dalam buku *Thermal Design and Optimization* oleh Adrian Bejan.

b. Balans eksergi

Balans laju eksergi untuk sistem kogenerasi dapat ditulis dengan persamaan (Bejan, 1996):

$$\dot{E}_i = \dot{E}_e + \dot{E}_D \quad (2.7)$$

Dimana \dot{E}_i adalah laju pemasukan eksergi i ($\dot{E}_i = \dot{m} e_i$) dan \dot{E}_e adalah laju keluaran eksergi e ($\dot{E}_e = \dot{m} e_e$). Sedangkan \dot{E}_D menunjukkan laju destruksi (pemusnahan) eksergi.

c. Destruksi eksergi

Destruksi eksergi secara umum dapat ditulis dengan persamaan (Bejan, 1996):

$$E_{D,k} = E_i - E_e \quad (2.8)$$

Sehingga rasio destruksi eksergi yang merupakan perbandingan laju destruksi eksergi di dalam komponen sebuah sistem terhadap laju eksergi dari bahan bakar yang diberikan ke seluruh sistem ($\dot{E}_{F,tot}$) dapat dirumuskan dengan (Bejan, 1996):

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (2.9)$$

d. Efisiensi eksergetik

Efisiensi eksergetik (efisiensi hukum kedua, efektivitas, atau efisiensi rasional) memberi sebuah ukuran sebenarnya dari kinerja sebuah sistem energi dari sudut pandang termodinamika. Dalam mendefinisikan efisiensi eksergetik perlu diidentifikasi antara produk dengan bahan bakar dari sistem termodinamika yang dianalisis. Produk mempresentasikan hasil yang diproduksi oleh sistem. Sedangkan bahan bakar mempresentasikan berbagai sumber daya yang dihabiskan oleh produk. Efisiensi eksergetik adalah rasio dari produk terhadap bahan bakar yang dapat dituliskan dengan persamaan (Bejan, 1996):

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{E_d}{E_f} \quad (2.10)$$

dimana ε merupakan Efisiensi eksergeti, \dot{E}_F merupakan bahan bakar yang disuplai, \dot{E}_P merupakan produk yang dbangkitkan.

E. Termoekonomi

1. Definisi termoekonomi

Termoekonomi adalah cabang dari ilmu rekayasa teknik (*engineering*) yang mengkombinasikan analisis eksergi dengan prinsip-prinsip ekonomi untuk memberikan informasi bagi desainer atau operator sistem yang tidak tersedia melalui analisis energi atau berbagai evaluasi ekonomi konvensional. Termoekonomi dapat dipandang sebagai bentuk eksergi dengan biaya minimum. Tujuan dari melakukan analisis termoekonomi adalah untuk meminimalkan biaya eksergi. Dalam penetapan biaya eksergi biaya ditentukan untuk masing-masing aliran eksergi. Kemudian untuk menghitung secara terpisah biaya dari setiap produk yang dihasilkan oleh sebuah sistem, dan untuk mengoptimalkan berbagai variabel spesifik dalam sebuah komponen tunggal atau sistem secara keseluruhan (Bejan, 1996).

2. Analisis termoekonomi

Penentuan biaya eksergi memerlukan berbagai balans biaya yang biasanya diformulasikan untuk setiap komponen secara terpisah. Sebuah balans biaya diaplikasikan terhadap komponen k menunjukkan bahwa jumlah biaya yang terkait dengan semua laju eksergi keluar adalah sama dengan jumlah dari tingkat biaya dari semua laju eksergi masuk ditambah berbagai pembiayaan tetap yang disebabkan investasi capital (\dot{Z}_k^{Cl}) dan berbagai pembiayaan untuk pengoperasian dan pemeliharaan (\dot{Z}_k^{OM}). Jumlah dari dua pembiayaan tersebut dapat ditulis dengan \dot{Z}_k . Sehingga untuk sistem

yang menerima panas dan menghasilkan kerja, kesetimbangan eksergetik dapat ditulis sebagai berikut (Bejan, 1996):

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (2.11)$$

Dimana biaya investasi kapital dapat ditulis dengan persamaan:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{Cl} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (2.12)$$

Perasamaan tersebut secara sederhana menyatakan bahwa biaya total dari berbagai laju eksergi keluar sama dengan pengeluaran total untuk menghasilkan eksergi tersebut yaitu biaya dari berbagai laju eksergi masuk ditambah berbagai biaya kapital dan yang lain. Berbagai laju eksergi (\dot{E}_i , \dot{W} , dan \dot{E}_e) yang masuk dan keluar dari komponen k dikalkulasi dalam sebuah analisis eksergi yang dilakukan pada tahap sebelumnya. Sehingga persamaan 2.22 dapat ditulis sebagai (Bejan, 1996):

$$\sum_e (c_e \dot{E}_e)_k + \dot{C}_{w,k} \dot{W}_k = \sum_i (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (2.13)$$

Dengan mengasumsikan bahwa kerugian eksergi di atas melalui suplai dari bahan bakar tambahan ($\dot{E}_{F,k}$) ke komponen k dan biaya rata-rata ($\dot{C}_{F,K}$) dari menyuplai unit eksergi tetap konstan dengan bervariasinya kerugian eksergi di dalam komponen k , maka biaya destruksi eksergi dapat ditulis dengan:

$$\dot{C}_{D,K} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (2.14)$$

3. Evaluasi termoekonomi

Evaluasi termoekonomi terhadap sebuah sistem termal yang berbasis pada sebuah himpunan variabel yang dikalkulasi untuk setiap komponen k dari sistem meliputi evaluasi terhadap (Bejan, 1996):

- a. Efisiensi Eksergetik
- b. Berbagai laju destruksi eksergi dan kehilangan eksergi
- c. Rasio destruksi dan kerugian eksergi
- d. Berbagai tingkat biaya yang terkait dengan investasi kapital, berbagai pengeluaran pengoperasian dan pemeliharaan, dan jumlah keduanya
- e. Tingkat biaya dari destruksi eksergi
- f. Beda biaya relatif
- g. Faktor termoekonomi

Untuk beda biaya relatif dan faktor termoekonomi dapat dihitung dengan persamaan berikut (Bejan, 1996):

- Beda biaya relatif (r_k)

Beda biaya relatif (r_k) adalah sebuah variabel yang berguna untuk mengevaluasi dan mengoptimalkan sebuah sistem. Variabel ini mengekspresikan peningkatan relatif dalam biaya rata-rata per unit eksergi antara bahan bakar dan produk. Beda biaya relatif (r_k) dapat ditulis dengan persamaan (Bejan, 1996):

$$r_k = \frac{1-\epsilon_k}{\epsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k}} \quad (2.15)$$

- Faktor termoekonomi (f_k)

Faktor termoekonomi (f_k) mengekspresikan sebagai rasio kontribusi dari biaya yang non terkait eksergi terhadap peningkatan biaya total. Faktor termoekonomi (f_k) dapat ditulis dengan persamaan (Bejan, 1996):

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}(\dot{E}_{D,k})} \quad (2.16)$$

F. Analisis Ekonomi “Konvensional”

Dalam sebuah analisis ekonomi konvensional, balans biaya biasanya diformulasikan untuk sistem keseluruhan dengan tingkat biaya yang tertaut dengan produk dari sistem (\dot{C}_P) yaitu sama dengan tingkat berbagai pengeluaran total yang dilakukan untuk menghasilkan produk (tingkat biaya bahan bakar \dot{C}_F), dan berbagai tingkat biaya yang terkait dengan investasi capital (\dot{Z}_{tot}^{CI}), pengoperasian dan pemeliharaan (\dot{Z}_{tot}^{OM}) (Bejan, 1996).

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (2.17)$$