

## BAB II DASAR TEORI

### 2.1 Penelitian Sebelumnya

Jenis bahan bakar yang digunakan untuk turbin gas merupakan salah satu variabel penting untuk mendapatkan efisiensi yang optimal, sehingga **Caturwati. NK (2013)** melakukan penelitian tentang pengaruh jenis bahan bakar terhadap efisiensi ideal dan aktual turbin gas pembangkit listrik PT.X. Diperoleh efisiensi ideal rata-rata dari bahan bakar gas sebesar 46,46% dan efisiensi aktual sebesar 37,3%. Sedangkan jika memakai bahan bakar minyak (HSD) diperoleh efisiensi ideal rata-rata sebesar 45,7% dan efisiensi aktual rata-rata sebesar 27,3%. Dalam penelitian ini dilakukan perbandingan bahan bakar yang digunakan untuk turbin gas.

Selain memperhatikan variabel penting berupa jenis bahan bakar, hal lain yang harus diperhatikan adalah parameter turbin gas berupa tekanan, suhu dan *output* daya. Tetapi parameter yang tidak dapat diperoleh dari monitor kontrol ditentukan dengan menggunakan hubungan termodinamika yang tepat. Dalam penelitian internasionalnya tentang “Influence of the Variation of *Power* Turbin Inlet Suhu on Overall Turbin Efficiency”, **Asuo Jerry Mike (2013)** melakukan penelitian menggunakan variasi suhu pada inlet turbin. Data dikumpulkan dari monitor kontrol selama jangka waktu enam puluh minggu dan dianalisis. Didapatkan hasil bahwa efisiensi meningkat dari 94.65% menjadi 94.76% dan daya *Output* dari 13.28 MW menjadi 15.52 MW Jika menurunkan temperatur inlet turbin dari 843.44 K ke 799.05 K. Hasil ini menunjukkan bahwa turbin gas untuk pembangkit listrik akan memberikan kinerja yang lebih baik jika mengoperasikannya di bawah suhu inlet yang seharusnya.

Sebelumnya, **Sudadiyo Sri (2010)** melakukan penelitian yang menghasilkan analisa performa sistem Turbin dan Kompresor. Metode yang digunakan yaitu dengan menerapkan persamaan-persamaan kesetimbangan energi, massa dan momentum. Penelitian yang dihasilkan berupa analisa performa sistem turbin dan kompresor. Fluida kerja yang dipakai adalah hidrogen yang direaksikan dengan udara di ruang bakar. Pada penelitian ini turbin gas dan kompresor diletakkan pada satu poros dengan putaran 19545 rpm dan laju aliran 69 m<sup>3</sup>/h, diperoleh efisiensi termal siklus sekitar 20,1%.

Dalam penelitian internasionalnya, **Asadi Masoud (2013)** melakukan penelitian tentang “Improving Gas turbin Efficiency by Chilled Water System”. Penelitian ini mencari metode yang paling efektif untuk meningkatkan efisiensi turbin gas pada pembangkit listrik. Karena pada umumnya untuk meningkatkan efisiensi turbin gas adalah dengan menaikkan

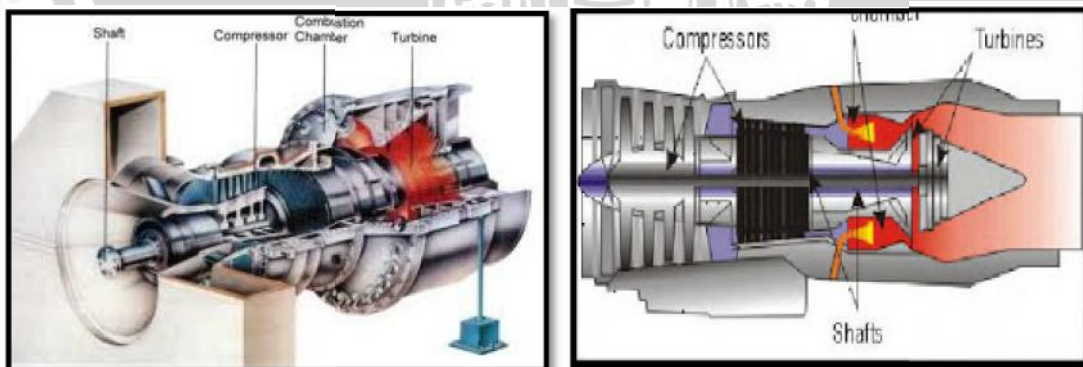
suhu gas sebelum masuk kompresor. Namun ada beberapa keterbatasan dalam peningkatan suhu gas diantaranya adalah suhu yang diijinkan untuk mengoperasikan turbin secara optimum antara 1000 sampai 1400°K. Namun penurunan suhu udara untuk meningkatkan efisiensi turbin gas lebih mudah dan dengan biaya rendah dibandingkan dengan meningkatnya suhu gas. Sebagai penurunan suhu 1°C udara masuk meningkatkan *output* daya sebesar 1%.

## 2.2 Turbin Gas

### 2.2.1 Pengenalan Turbin Gas

Turbin gas merupakan salah satu mesin konversi energi yang mengubah energi potensial gas menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin secara langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Sistem sederhana turbin gas sendiri menggunakan tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin. Turbin sendiri merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas.

Turbin gas dapat digunakan pada berbagai bidang industri, pada gambar 2.1 di bawah dapat dilihat diantaranya adalah turbin untuk pembangkit tenaga listrik dan transportasi. Keduanya sama-sama menghasilkan entalpi yang tinggi dari proses pembakaran, bedanya jika pada pembangkit listrik, entalpi yang tinggi hasil pembakaran digunakan untuk menggerakkan sudu-sudu pada turbin untuk menghasilkan putaran poros sedangkan untuk transportasi khususnya pesawat terbang, digunakan untuk menghasilkan gaya dorong (*thrust*) saja.



Gambar 2.1 (a) Turbin pada pembangkit listrik dan (b) Turbin pada pesawat terbang  
 Sumber : <http://abangirfan62.blogspot.com> (diakses 5 April 2014)



## 2.2.2 Sejarah Turbin Gas

Sejarah mencatat, pada awal perkembangan turbin gas memang sudah dikenal menjadi dua yakni turbin gas industri dan *jet engine* turbin gas untuk pesawat terbang. Tetapi di dalam pengembangannya turbin gas industri berjalan lambat. Hal ini terjadi karena insinyur pada era itu mengalami kesulitan dalam hal pengkompresian awal dari turbin gas yang tinggi. Oleh karena itu turbin gas yang berhasil dibuat hanya oleh Prancis Rateu pada tahun 1905. Turbin gas industri sebagai pembangkit listrik pertama kali beroperasi pada tahun 1939 di Swiss yang dikembangkan oleh perusahaan Brown Boveri. Pada zaman itu turbin gas memiliki efisiensi termal agak rendah, tetapi masih digunakan karena unggul dalam hal awal pengoperasian yang cepat, sehingga turbin gas tetap digunakan sebagai penyedia listrik untuk menanggulangi beban puncak jaringan listrik sendiri di suatu perusahaan.

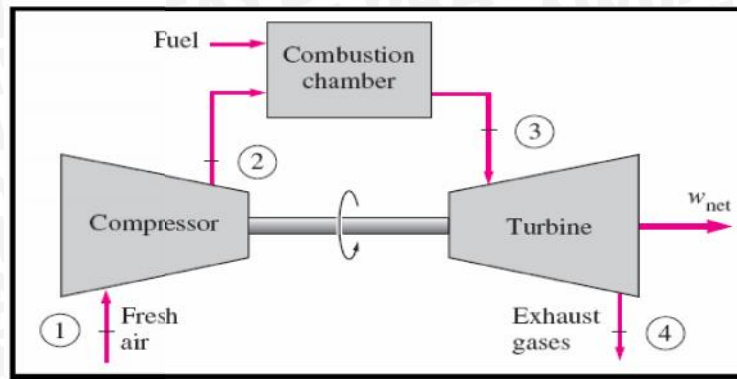
Pada tahun 1980-an, para insinyur berhasil membuat terobosan baru mengenai pemilihan bakar bakar yaitu gas alam. Sejak saat itu, turbin gas menjadi sangat terkenal. Setelah perang dunia ke dua, turbin gas sangat berkembang pesat. Saat ini ada beberapa perusahaan yang memproduksi turbin gas antara lain *General Electric (GE)* dan *Solar Turbines* dari Amerika. Serta *Rolls Royce & Pratt* dan *Whitney* juga produsen penting dari mesin jet.

## 2.3 Klasifikasi Turbin Gas

### 2.3.1 Berdasarkan Siklus Kerja

#### A. Siklus Terbuka

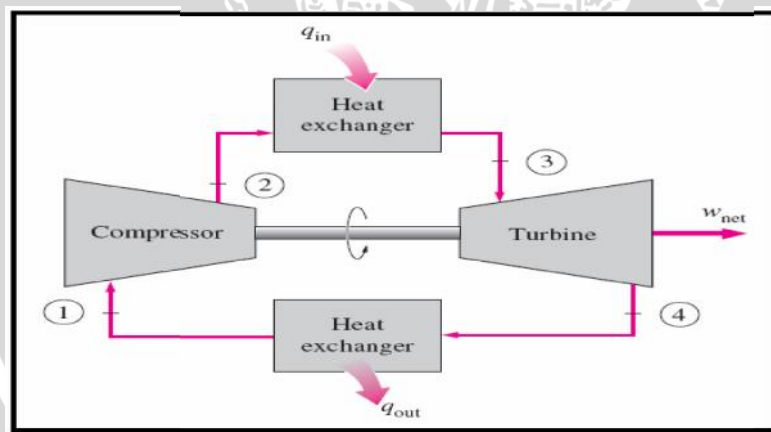
Pada siklus ini, udara bebas dihisap oleh kompresor untuk menaikkan suhu dan tekanan. Udara bertekanan dicampur dengan bahan bakar kemudian dibakar di ruang bakar dalam tekanan konstan. Gas dengan suhu yang tinggi kemudian menuju turbin dan menghasilkan *output* berupa daya. Beberapa daya digunakan untuk menggerakkan kompresor. Gas buang hasil pembakaran langsung dibuang ke udara bebas tanpa disirkulasi, inilah yang menyebabkan siklus ini diklasifikasikan sebagai siklus terbuka. Skema instalasi turbin gas dengan siklus ini ditunjukkan pada gambar 2.2 sebagai berikut:



Gambar 2.2 Skema instalasi turbin gas siklus terbuka  
 Sumber: Cengel, 1998 ; 508

### B. Siklus Tertutup

Proses kompresi dan ekspansi pada siklus ini tidak berbeda dengan siklus terbuka. Hanya saja proses pembakaran digantikan oleh proses penambahan panas dan tekanan secara konstan dari sumber luar berupa gas lain. Serta yang membedakan dari siklus terbuka yaitu pada siklus tidak ada udara bebas dari inlet yang masuk, karena udara dan tekanan sudah dijaga oleh sistem pada keadaan konstan pada turbin gas ini. Skema dari turbin gas siklus tertutup dapat dilihat pada gambar 2.3 di bawah.



Gambar 2.3 Skema instalasi turbin gas siklus tertutup  
 Sumber: Cengel, 1998;508

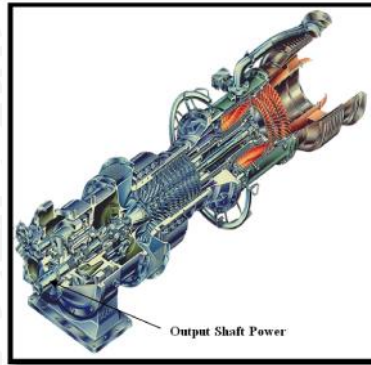
#### 2.3.2 Berdasarkan Konstruksi

##### A. Turbin Gas Poros Tunggal (*single shaft*)

Turbin satu poros mempunyai kompresor, turbin dan beban pada satu poros yang berputar pada kecepatan tetap. Konfigurasi ini dapat dilihat pada gambar 2.4 di bawah, yang digunakan untuk menggerakkan generator kecil dan generator besar untuk utilitas suatu *plant*.



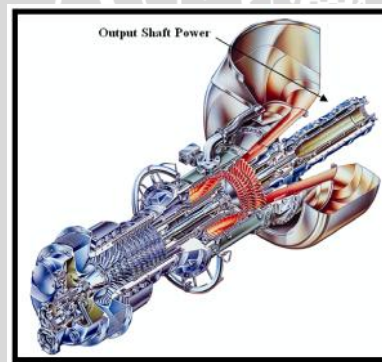




Gambar 2.4 Turbin gas poros tunggal  
Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)

### B. Turbin Gas Poros Ganda (*two shaft*)

Turbin gas poros ganda (pada gambar 2.5) di bawah ini digunakan untuk menahan beban dan torsi yang bervariasi dimana poros pertama turbin dikopel langsung dengan poros aksial. Pada jenis ini, turbin terdiri atas dua buah yaitu turbin tekanan tinggi dan turbin tekanan rendah. Turbin dengan tekanan tinggi berfungsi menggerakkan kompresor dan mensuplai gas panas untuk turbin bertekanan rendah. Turbin berporos ganda ini juga digunakan untuk sentral listrik dan industri. Turbin ini direncanakan beroperasi pada putaran yang berbeda tanpa menggunakan *reduction gear*.



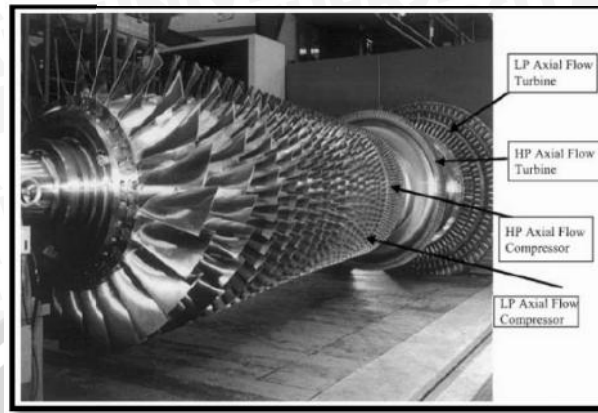
Gambar 2.5 Turbin gas poros ganda  
Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)

## 2.3.3. Berdasarkan Aliran Fluida

### A. Turbin Aliran *Axial*

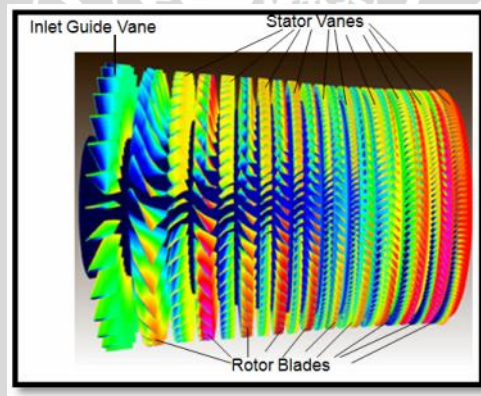
Turbin aliran *axial* (pada gambar 2.6) di bawah ini merupakan turbin dengan arah aliran fluida diperoleh pada arah sejajar dengan dengan sumbu poros turbin. Turbin *axial* umumnya sering digunakan untuk kapasitas dan daya besar karena mempunyai beberapa keuntungan dibandingkan turbin jenis radial. Antara lain yaitu:

1. Efisiensinya lebih baik.
2. Perbandingan tekanan (rp) dapat dibuat lebih tinggi.
3. Konstruksinya lebih ringan serta tidak membutuhkan ruangan yang besar.



Gambar 2.6 Turbin *axial*  
Sumber : Boyce, 2002 ; 30

Pada turbin jenis aksial (pada gambar 2.7) ada dua istilah sudu yang digunakan, yaitu sudu diam (*stator*) dan sudu yang berputar (*rotor*). *Stator* sebagai pengarah laju aliran fluida yang masuk akan tetap diam, sedangkan *rotor* akan terus berputar yang digerakkan oleh poros.

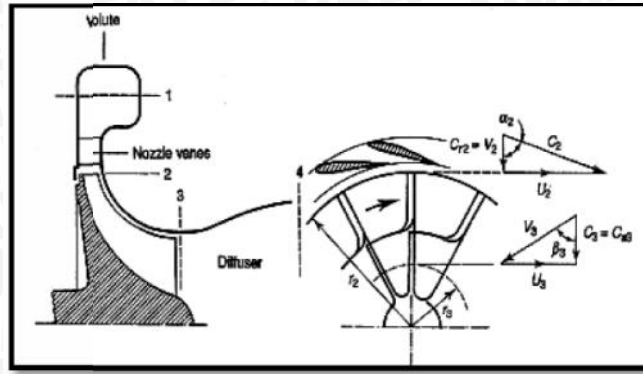


Gambar 2.7 Jenis sudu  
Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)

## B. Turbin Aliran Radial

Turbin aliran radial adalah turbin dengan arah aliran fluida diperoleh pada arah tegak lurus dengan sumbu poros turbin.





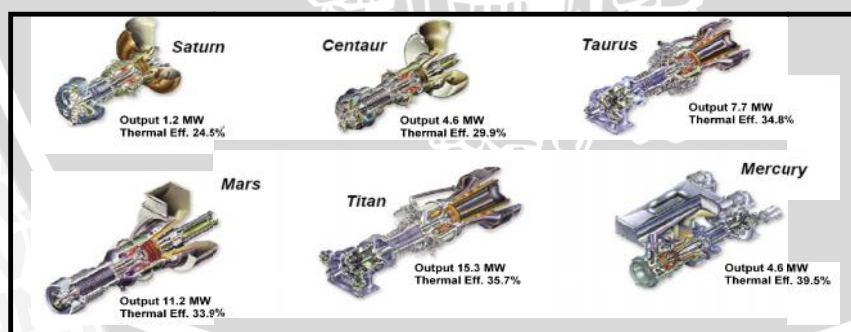
Gambar 2.8 Karakteristik turbin aliran radial  
Sumber : Boyce, 2002 ; 46

Pada turbin radial di atas (gambar 2.8), ekspansi fluida dari tekanan awal ke tekanan akhir terjadi di dalam saluran baris sudu-sudu yang berputar. Turbin radial umumnya digunakan untuk aliran yang kecil, dimana turbin radial lebih murah dan sederhana untuk dibuat bila dibandingkan dengan turbin *axial*. Sebagai contoh pada instalasi turbin gas yang kecil dalam bidang otomotif dan pompa pemadam yang dapat dipindah-pindah.

## 2.4 Turbin Gas Produksi *Solar Turbines*

### 2.4.1 Jenis Turbin Gas

Turbin gas Centaur merupakan salah satu produk dari *Solar Turbines*. Perusahaan ini memproduksi banyak jenis turbin gas berdasarkan daya yang dibutuhkan. Pada penelitian ini dipakai adalah turbin gas jenis Centaur 40-4710. Pada gambar di bawah (gambar 2.9) dapat dilihat jenis turbin yang diproduksi oleh *Solar Turbines*.



Gambar 2.9 Jenis turbin gas  
Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)

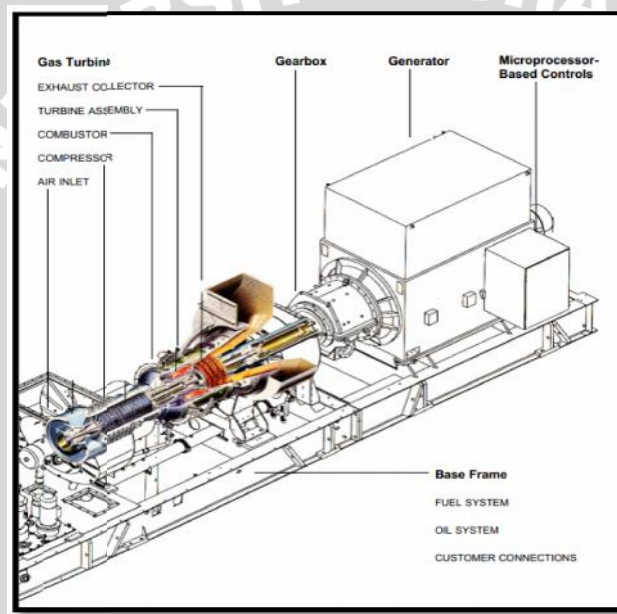
Turbin gas Centaur 40 merupakan *engine* dengan integritas lengkap sebagai penggerak utama. Filosofi desainnya berdasarkan untuk kerja dengan efisiensi yang tinggi dan perawatan yang murah. Turbin gas centaur 40 sudah sesuai standar *American Petroleum*

*Institute* (API) karena di desain dengan temperatur yang tinggi, karakteristiknya terdapat dalam tabel 2.1 di bawah.

Tabel 2.1 Karakteristik Turbin Gas

Karakteristik Turbin Gas	Turbin Gas Centaur 40-4701
Berdasar siklus kerja	Jenis siklus terbuka
Berdasar konstruksi	Jenis konstruksi poros tunggal
Berdasar aliran fluida	Jenis aliran axial

### 2.4.2 Bagian-bagian Turbin Gas Centaur 40



Gambar 2.10 Penampang turbin gas  
Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)

Melihat penampang turbin gas (gambar 2.10) di atas, secara umum ada tiga komponen utama di dalam sistem turbin gas, yaitu kompresor (*compressor*), ruang bakar (*combustor*) dan turbin (*turbine*). Akan tetapi terdapat beberapa bagian lain di dalam sistem turbin gas yang harus ada, antara lain:

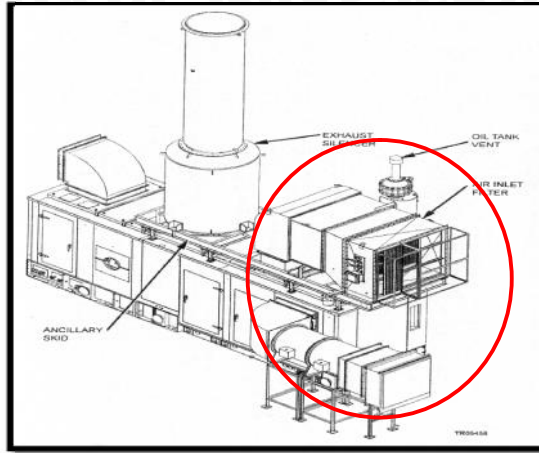
#### a. Bagian Utama

- *Inlet*

Merupakan tempat udara bebas masuk ke dalam kompresor, seperti dapat dilihat pada gambar 2.11 di bawah. Di dalam *air inlet housing* terdapat filter udara, agar udara



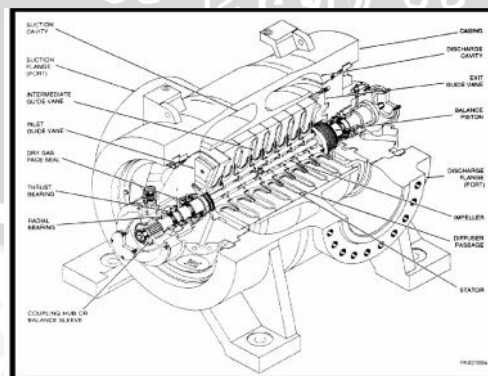
yang masuk ke kompresor sudah tidak mengandung debu atau partikel-partikel kecil yang bisa merusak sudu-sudu kompresor dan juga akan mengurangi performa turbin gas. Akibatnya, filtrasi udara adalah bagian penting dari instalasi.



Gambar 2.11 Inlet  
Sumber : Mulyono (2011)

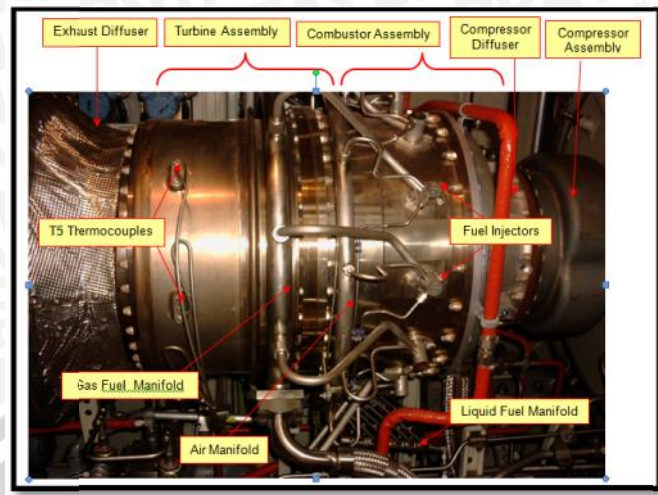
- Kompresor

Merupakan mesin untuk menghisap udara luar dari *air inlet* dan merubahnya menjadi udara yang memiliki tekanan yang tinggi sehingga pada saat terjadi pembakaran dapat menghasilkan gas panas berkecepatan tinggi agar menghasilkan daya *output* turbin yang besar. Solar turbines selaku perancang dan produsen telah merancang berbagai kompresor untuk menyesuaikan kecepatan dan kemampuan Centaur 40. Kompresor ini seperti pada gambar 2.12 di bawah, digerakkan langsung oleh mesin tanpa roda gigi (*gearbox*).



Gambar 2.12 Kompresor  
Sumber : Mulyono (2011)

- *Combustor*



Gambar 2.13 *Combustor*  
 Sumber : Mulyono (2011)

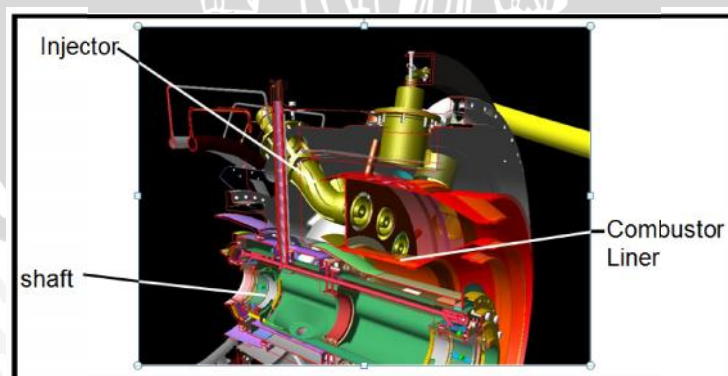
Gambar 2.13 di atas merupakan penampang luar dari *combustor* yang memiliki fungsi untuk menyuplai energi panas ke turbin. Di dalam *combustor* terdapat beberapa komponen penyusun antara lain :

- *Combustion Chamber*

Sebagai tempat percampuran antara bahan bakar yang masuk dan udara yang telah dikompresi.

- *Combustion Liners*

Terdapat di dalam *combustion chamber* yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran dan dapat dilihat lebih jelas pada gambar 2.14 di bawah.



Gambar 2.14 *Combustion Liners*  
 Sumber : *Solar Turbines hand book* (2012)



- *Spark Plug*

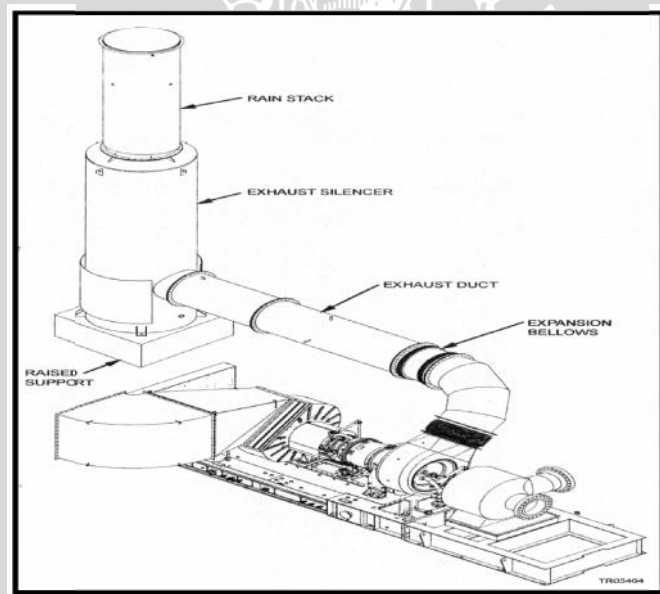
Berfungsi untuk memercikan bunga api sehingga bahan bakar dan udara dapat terbakar.

- Turbin

Merupakan tempat untuk mengubah energi mekanik menjadi energi kinetik berupa putaran poros yang menghasilkan daya untuk kompresor dan tentunya untuk memutar generator.

- *Exhaust*

Gambar 2.15 di bawah merupakan instalasi dari *exhaust system*. Merupakan tempat keluarnya gas hasil pembakaran. Instalasi *indoor* mengharuskan cerobong *exhaust* dapat menyalurkan melalui dinding atau atap ke lokasi yang aman.



Gambar 2.15 *Exhaust system*

Sumber : Mulyono (2011)

- *Exhaust Silincer*

Peredam cerobong dapat diinstal melalui paket, seperti *skid* tambahan dipasang peredam suara. Unsur utama adalah peredam yang dipasang secara vertikal yang merupakan jenis paling umum dari peredam yang digunakan oleh *Solar Turbine*.

- *Exhaust Rain Stack*

Merupakan komponen terakhir dalam sistem pembuangan gas sisa dan akan berjalan jika turbin tidak beroperasi. Komponen ini dibuat berdasarkan asumsi bahwa hujan selalu jatuh di sudut cerobong.

b. Bagian Penunjang

- *Starter motor*

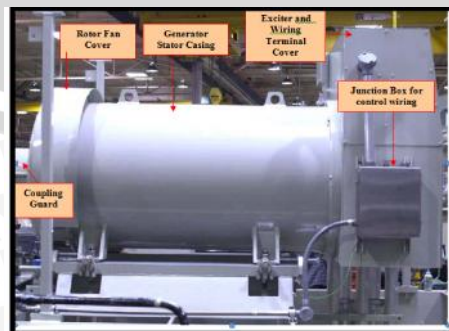
Berfungsi untuk proses *start up* kompresor, sebelum turbin bekerja. *System start* termasuk penggerak mula dan untuk mengontrol perangkat. *Starter* berputar memakai kecepatannya sendiri. Dapat dilihat pada gambar 2.16 yang merupakan penampang dari *starter motor*.



Gambar 2.16 *Starter motor*  
Sumber : Mulyono (2011)

- *Generator*

Untuk mengubah daya poros berupa energi mekanik menjadi energi listrik adalah fungsi dari *generator*. Proses perubahan energi tersebut biasanya menggunakan induksi elektromagnetik. Terlihat penampang dari generator pada gambar 2.17 di bawah.



Gambar 2.17 *Generator*  
Sumber : Mulyono (2011)

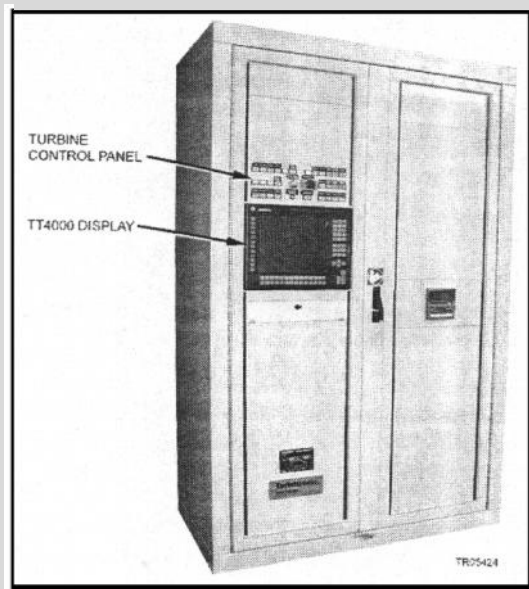


- *Microprocessor-based controls / turbin control console*

Merupakan suatu otak dari semua komponen turbin atau alat yang menyediakan sarana untuk memulai eksekusi, membaca parameter-parameter pada turbin dan menghentikan seluruh sistem pada turbin. Dua konfigurasi dasar yang tersedia yaitu *off-skid* (pada gambar 2.18) yang merupakan pengendalian yang berada pada ruang kendali dan *on-skid* (pada gambar 2.19) yang berada di samping turbin gas. Keduanya sama-sama pengontrol sistem tetapi yang membedakan adalah kedudukan dari alat ini sendiri.

- *Off-skid*

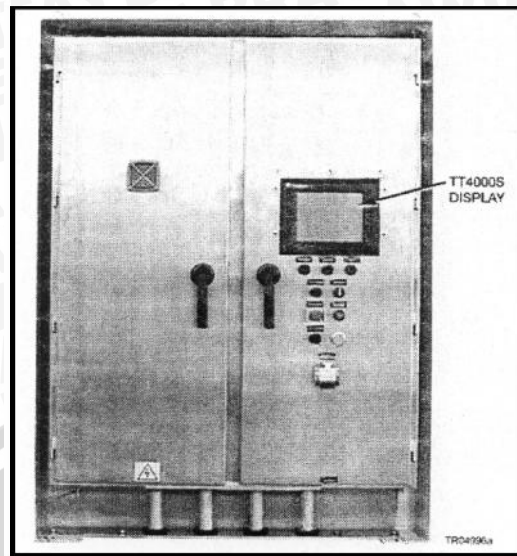
Terdiri dari sebuah panel operator dan semua komponen sistem kontrol yang dipasang di daerah yang tidak berbahaya (di ruang operator). Pengendalian dari *off-skid* terhubung ke paket turbin dengan kontrol khusus dan komunikasi kabel.



Gambar 2.18 *Microprocessor-based controls / turbin control console tipe Off-skid*  
Sumber : Mulyono (2011)

- *On-skid*

Terdiri dari sebuah panel operator dan semua komponen sistem kontrol yang dipasang di samping turbin. *On-skid* ini berfungsi pusat sistem kontrol dan sebagai kontak sambungan kabel antara sistem dan sensor pada turbin.



Gambar 2. 19 *Microprocessor-based controls / turbin control console tipe On-skid*  
Sumber : Mulyono (2011)

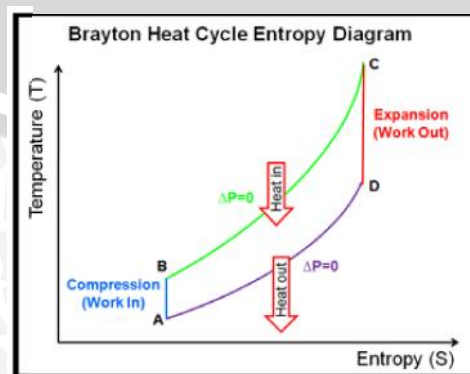
## 2.5 Parameter Turbin Gas

### 2.5.1 Siklus Kerja Turbin Gas

Turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus *brayton*. Siklus ini merupakan siklus ideal untuk sistem turbin gas sederhana dengan siklus terbuka. Siklus ini terdiri dari dua proses isobarik (tekanan tetap) dan dua proses adiabatik mampu balik (isentropik). Siklus ideal adalah siklus dengan asumsi:

1. Proses kompresi dan ekspansi terjadi secara isentropik.
2. Perubahan energi kinetik dari fluida kerja antara sisi masuk dan sisi keluar kompresor diabaikan.
3. Tidak ada kerugian tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar ruang bakar.
4. Laju aliran massa gas dianggap konstan.

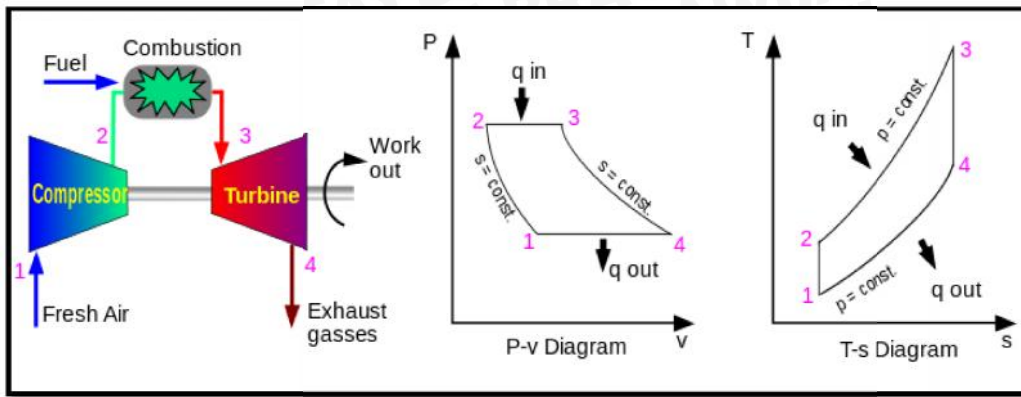
Adapun diagram T-s dan P – v untuk siklus terbuka seperti terlihat pada gambar 2.20 di bawah ini:



Gambar 2.20 Diagram T – s Siklus Terbuka Turbin Gas

Sumber: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/> (diakses 5 April 2014)





Gambar 2.21 Diagram T – s dan P – v siklus terbuka turbin gas  
Sumber: <http://arya1984.wordpress.com> (diakses 5 April 2014)

### 2.5.2 Proses Kerja Spesifik

- Proses 1 – 2: Proses kompresi isentropik pada kompresor.

Proses ini merupakan proses kerja kompresor. Kerja spesifik kompresor itu sendiri adalah kalor spesifik yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor pada kondisi ideal.

$$W_k = C_p (T_2 - T_1) = h_2 - h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Boyce, 2002}) \quad (2-1)$$

dimana:

- $C_p$  = Panas jenis udara pada tekanan konstan (kJ/kg.K)
- $T_1$  = Temperatur udara masuk kompresor (K)
- $T_2$  = Temperatur udara keluar kompresor/Temperatur udara masuk ruang bakar (K)
- $h_1$  = Entalpi udara spesifik masuk kompresor (kJ/kg)
- $h_2$  = Entalpi udara spesifik keluar kompresor/Entalpi udara spesifik masuk ruang bakar (kJ/kg)

- Proses 2 – 3: Proses pembakaran pada tekanan konstan (isobarik) dalam ruang bakar.

Proses ini merupakan proses terjadinya pemasukan panas (adanya kalor spesifik pada ruang bakar).

$$Q_{in} = C_p (T_3 - T_2) = h_3 - h_2 \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-2)$$

dimana:

- $T_3$  = Temperatur gas keluar ruang bakar/temperatur gas masuk turbin (K)
- $h_3$  = Entalpi gas keluar ruang bakar atau entalpi gas masuk turbin (kJ/kg)

- Proses 3 – 4: Proses ekspansi isentropik pada turbin.

Proses ini merupakan proses kerja turbin.

$$W_t = C_p (T_3 - T_4) = h_3 - h_4 \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Boyce, 2002}) \quad (2-3)$$

dimana:

$T_4$  = Temperatur gas keluar turbin (K)

$h_4$  = Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)

- Proses 4 – 1: Proses pembuangan kalor pada tekanan konstan.

Proses ini menyatakan besarnya kalor spesifik pada proses pembuangan kalor.

$$Q_{out} = C_p (T_4 - T_1) = h_4 - h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-4)$$

Dalam proses kerja spesifik turbin gas dalam keadaan aktual dibutuhkan penggunaan *software hysis* untuk mendapatkan *mass heat capacity (c)* (kJ/kg-C).

Berdasarkan persamaan di bawah ini:

$$h = C_p \cdot T \quad (2-5)$$

dimana:

$h$  = entalpi (kJ/kg)

$C_p$  = panas jenis udara pada tekanan konstan (kJ/kg.K)

$T$  = suhu (K)

### 2.5.3 Perhitungan Entropi

- Perhitungan Entropi (ideal)

Untuk membuktikan bahwa  $S_2$  sama dengan  $S_1$  dari formula yang terdapat pada changel didapatkan :

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 C_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Atau

$$S_1 - S_2 = C_p \text{ avg} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2-6)$$

dimana:

$S$  = entropi (kJ/K)

$R$  = konstanta gas (0,287 kJ/kg)



- Perhitungan Entropi (aktual)

Untuk mendapatkan entropi (aktual) terlebih dahulu menggunakan bantuan *software hysis*.

Berdasarkan persamaan di bawah ini:

$$S = dQ / T \quad (2-7)$$

$$s = (dQ / T) / m$$

dimana:

S = entropi (kJ/K)

s = massa entropi (kJ/kg.K)

dQ/T = perubahan Q terhadap suhu (kJ/K)

m = massa (kg)

#### 2.5.4 Efisiensi pada Turbin Gas

Dari kerja spesifik yang terjadi pada setiap proses diatas, maka diperoleh:

##### A. Kerja Netto Siklus (W<sub>nett</sub>)

Kerja netto siklus adalah selisih kerja yang dihasilkan turbin dengan kerja yang dibutuhkan kompresor tiap kg gas.

$$W_{nett} = W_T - W_K$$

$$W_{nett} = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-8)$$

##### B. Efisiensi siklus ( $\eta_{th}$ )

Adalah perbandingan antara kerja netto siklus dengan pemasukan energi,

$$\eta_{th} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} = \frac{C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-9)$$

##### C. Tekanan Ratio (rp)

Adalah perbandingan tekanan dikarenakan proses 1 – 2 dan 3 – 4 berlangsung secara isentropis dimana,  $P_1 = P_4$  dan  $P_2 = P_3$  maka:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-10)$$

Dimana **rp** adalah **rasio tekanan**,

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = r_p = \left(\frac{P_3}{P_4}\right) \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-11)$$

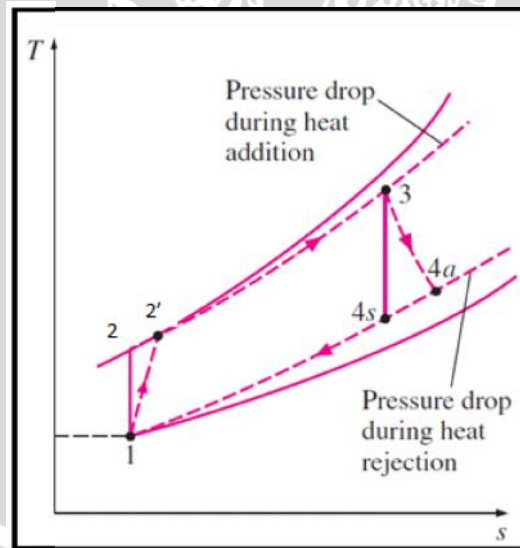
sehingga,

$$\eta_{\text{th, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-12)$$

Proses diatas merupakan proses secara teoritis. Pada kenyataannya terjadi penyimpangan dari proses tersebut dimana proses inilah yang disebut proses aktual. Proses aktual ini diakibatkan oleh :

- 1) Fluida kerja bukan merupakan gas ideal dengan panas spesifik konstan,
- 2) Laju aliran massa fluida kerja tidak konstan,
- 3) Proses yang terjadi di setiap komponen tidak adiabatik,
- 4) Proses kompresi di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik,
- 5) Proses ekspansi di dalam turbin tidak berlangsung secara isentropis,
- 6) Proses pembakaran tidak berlangsung secara adiabatik serta tidak menjamin terjadinya proses pembakaran sempurna,
- 7) Terjadinya penurunan tekanan pada ruang bakar dan turbin.

Penyimpangan yang terjadi dapat dilihat pada gambar 2.22 dibawah ini:



Gambar 2.22 Penyimpangan siklus turbin gas secara aktual dari siklus *brayton* ideal  
Sumber: Çengel, 2006 ; 513

Dari gambar diatas dapat dijelaskan bahwa 2' dan 4a adalah keluaran aktual dari kompresor dan turbin. Sedangkan 2 dan 4s menunjukkan suatu keadaan dimana isentropik *case* terjadi pada siklus yang teoritis.



#### D. Efisiensi isentropik

Efisiensi isentropik ini didapat dengan menggunakan konsep entalpi stagnasi atau temperatur untuk memperoleh jumlah setiap perubahan dalam energi kinetik fluida diantara sisi masuk dan buang. Untuk itu diperoleh efisiensi kompresor dan turbin dengan menggunakan perbandingan temperatur stagnasi, yaitu:

##### Efisiensi Kompresor:

$$\eta_c = \frac{W'}{W} = \frac{T_{02}' - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-13)$$

##### Efisiensi Turbin:

$$\eta_t = \frac{W}{W'} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04}'} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-14)$$

Dari temperatur ekivalen transfer kerja, akan memberikan perbandingan tekanan (ratio tekanan), dengan persamaan:

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[ \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (\text{Boyce, 2002}) \quad (2-15)$$

dan,

$$T_{03} - T_{04} = \eta_t \cdot T_{03} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\left( \frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) \right] \quad (\text{Boyce, 2002}) \quad (2-16)$$

#### E. Efisiensi politropik

Pada kenyataannya, kompresor akan beroperasi dengan rasio tekanan yang berbeda-beda, dan hal ini jelas akan menyebabkan efisiensi isentropik yang bervariasi pula. Hal ini jelas menjadi suatu kesulitan tersendiri karena kita tidak akan pernah bisa melihat rasio tekanan dalam setiap menit atau bahkan setiap detik. Untuk mengatasi masalah ini, kita akan deskripsikan kompresi menjadi “elemen hingga” yang akan memiliki efisiensi isentropik yang sama. Efisiensi ini dikenal sebagai efisiensi politropik.

$$\frac{T_0}{T_{0 \text{ initial}}} = \left( \frac{P_0}{P_{0 \text{ initial}}} \right)^{\frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{air}} - 1}} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-17)$$

dimana **n** adalah **politropis eksponen**

Simbol besaran *polytropic efficiencies* untuk *system* kompresi (kompresor) adalah  $\eta_{\infty c}$  dan sistem ekspansi (turbin) adalah  $\eta_{\infty t}$

$$\eta_{\infty c} = \frac{k_{air} - 1}{k_{air}} \frac{n_{air}}{n_{air} - 1} = \frac{\ln\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\frac{k_{air}-1}{k_{air}}}}{\ln\left(\frac{T_{03}}{T_{02}}\right)} \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-18)$$

$$\eta_{\infty t} = \frac{k_{gas} - 1}{k_{gas}} \frac{n_{gas}}{n_{gas} - 1} = \frac{\ln\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\frac{k_{air}-1}{k_{air}}}}{\ln\left(\frac{T_{03}}{T_{02}}\right)} \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-19)$$

## 2.6 Parameter Lain Turbin Gas

### 2.6.1 Generator

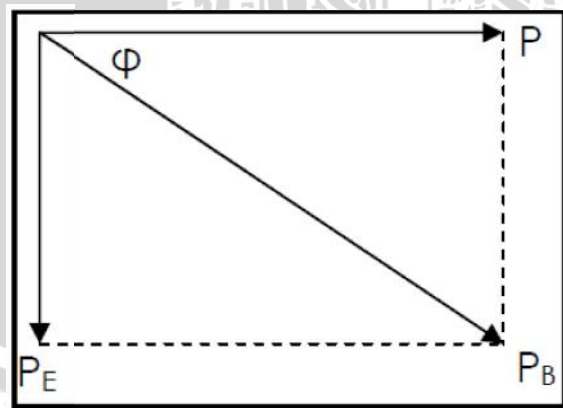
Pada proses pembebanan arus bolak-balik, unsur yang terlihat dalam konversi energi daya adalah:

- 1) Daya nyata ( $V.I.\cos \phi$ ) dalam Watt merupakan besaran yang terlibat dalam konversi daya.
- 2)  $V.I.\cos \phi$  merupakan daya reaktif yang juga merupakan suatu kebutuhan yang harus dilayani.

Beban membutuhkan daya reaktif karena:

- 1) Karakteristik beban itu sendiri yang tidak bisa dielakkan.
- 2) Proses konversi daya di dalam alat itu sendiri.

Dari hal diatas disimpulkan bahwa, daya yang harus disuplai oleh turbin kepada generator harus dapat memenuhi kebutuhan daya nyata atau daya reaktif seperti digambarkan pada gambar 2.23 dibawah ini:



Gambar 2.23 Daya semu dan reaktif

Sumber : <http://sni-elektro-ku.blogspot.com> (diakses 5 April 2014)

dimana:

$P$  (PN) = Daya berguna/Aktif

$P_B$  = Daya semu

$P_E$  = Daya reaktif



Dalam hal transmisi daya dan putaran ke generator akan terjadi kerugian mekanis. Sehingga daya yang dibutuhkan generator adalah daya semu.

$$P_B = \frac{P_N}{\cos \varphi} \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-17)$$

Dimana  $\cos \varphi$ , adalah **faktor daya**. Sedangkan daya reaktifnya:

$$P_E = \frac{P_B}{\eta_g \cdot \eta_m} \quad (\text{Çengel } et \text{ al, } 2006) \quad (2-18)$$

dimana:

$\eta_g$  = Efisiensi Generator

$\eta_m$  = Efisiensi Mekanis Generator

### 2.6.2 Ruang Bakar

Suatu reaksi kimia dimana suatu bahan bakar dioksidasi dan sejumlah besar energi dilepaskan disebut pembakaran. Hal tersebut terjadi di dalam ruang bakar atau *combustor*. Pengoksidasi yang paling sering digunakan di dalam proses pembakaran adalah udara, karena pertimbangan udara dapat diperoleh bebas dan siap tersedia. Kalor spesifik yang masuk ( $Q_{in}$ ) pada ruang bakar didapat dari gas hasil pembakaran. Pembakaran ini menaikkan temperatur gas sekaligus menaikkan entalpinya dan secara teoritis terjadi pada tekanan konstan. Seperti yang telah disebutkan diatas, udara dibutuhkan untuk reaksi stokiometri pembakaran yang dapat diperoleh dari persamaan umum dibawah ini:



### 2.6.3 Laju Aliran Massa Udara dan Bahan Bakar

Dalam menentukan laju aliran massa udara dan bahan bakar, maka keadaan yang dihitung adalah pada temperatur rata-rata udara atmosfer yang dihisap kompresor. Hal ini berguna untuk mendapatkan perbedaan daya keluaran sistem agar tidak terlalu besar bila sistem bekerja pada temperatur udara atmosfer rendah ataupun temperatur udara atmosfer tinggi.

Laju aliran massa udara dan bahan bakar dapat dihitung dengan menggunakan prinsip kesetimbangan energi dan instalasi:

$$P_E = P_T - P_K$$

$$P_E = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot W_{Ta} - \dot{m}_a \cdot W_{Ka} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-19)$$

dimana:

$$\dot{m}_a = \frac{P_E}{\left[1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right] \cdot W_{Ta} - W_{Ka}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{P_E}{[1 + \text{FAR}] \cdot W_{Ta} - W_{Ka}} \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-20)$$

$$\dot{m}_f = \text{FAR} \cdot \dot{m}_a$$

dimana :

$\dot{m}_a$  = Laju aliran massa udara (kg/s)

$\dot{m}_f$  = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

$P_T$  = Daya bruto turbin (kW)

$W_{Ta}$  = Kerja turbin aktual (kJ/kg)

$W_{Ka}$  = Kerja kompresor aktual (kJ/kg)

Dengan diperolehnya massa aliran fluida maka dapat diperoleh besaran daya setiap komponen yaitu:

**1) Daya kompresor**

$$P_K = (\dot{m}_a) \cdot W_K \quad (MW) \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-21)$$

**2) Daya turbin**

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot W_T \quad (MW) \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-22)$$

**3) Panas yang disuplai ruang bakar**

$$Q_{RB} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot Q_{in} \quad (MW) \quad (\text{Çengel et al, 2006}) \quad (2-23)$$

## 2.7 Penggunaan Software Hysis

*Hysis* adalah program yang umum digunakan untuk proses simulasi di dunia industri, khususnya industri proses. Program ini dapat melakukan proses simulasi secara statik maupun dinamik. Pada proses simulasi statik, parameter operasi seperti tekanan, temperatur, laju aliran massa, dan lain-lain hanya digambarkan pada waktu tertentu saja yang ditentukan sebelumnya. Sedangkan untuk proses simulasi dinamik, perubahan parameter operasi dapat diamati seiring berjalannya waktu yang telah ditentukan sebelumnya. Dan akhirnya kita bisa



mendapatkan semua parameter proses termodinamika yang diperlukan untuk melakukan perhitungan dalam skripsi ini. Untuk hal ini, hanya akan diambil “ $C$ , *Mass Heat Capacity* ( $\text{kJ/kg-C}$ )” sebagai parameter termal dalam perhitungan kalor proses.

## 2.8 Hipotesis

Dengan mendapatkan suhu bahan bakar gas yang tepat, maka campuran bahan bakar juga tepat sehingga mendapatkan entalpi dari fluida kerja cukup untuk menghasilkan putaran poros yang optimum sesuai dengan daya yang dibutuhkan oleh SP Niru – Field Limau. Hal ini diperlukan karena bahan bakar gas pada turbin gas Centaur 40 menggunakan bahan bakar ikutan minyak (*associated gas*) bukan *natural gas* yang didapatkan dari *reservoir gas*, yang sangat berbeda secara kandungan komposisi gas sehingga perlu dilakukannya analisa termodinamika untuk mendapatkan performa yang optimal dari unjuk kerja turbin gas.

