



TUGAS AKHIR - TM 141585

***ANALISIS REPOWERING PLTU UNIT 3 PT.PJB  
UP GRESIK MENGGUNAKAN SOFTWARE  
GATECYCLE DENGAN MEMPERTAHANKAN DAYA  
STEAM TURBINE SEBESAR 200 MW***

R. GALUH MUHENDRA  
NRP. 2112 106 015

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

**ANALYSIS OF REPOWERING OF PLTU UNIT 3  
PT.PJB UP GRESIK USING GATECYCLE  
SOFTWARE WITH MAINTAIN STEAM TURBINES  
POWER AT 200 MW**

R. GALUH MUHENDRA  
NRP. 2112 106 015

Academic Supervisor  
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Engineering  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015

**ANALISA REPOWERING PLTU UNIT 3 PT.PJB  
UP.GRESIK MENGGUNAKAN SOFTWARE GATECYCLE  
DENGAN MEMPERTAHANKAN DAYA STEAM TURBINE  
SEBESAR 200 MW**

**TUGAS AKHIR**

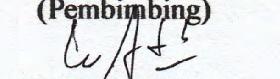
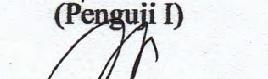
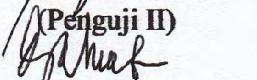
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**R. GALUH MUHENDRA**  
NRP. 2112 106 015



Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan M.Eng.Sc  
NIP. 1966 0402 1989 03 1002
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT  
NIP. 1971 0405 1997 02 1001
3. Ary Bachtiar K.P.,ST.,MT.,PhD  
NIP.1971 0524 1997 02 1001
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng  
NIP. 1953 1019 1979 03 1002

  
(Pembimbing)  
  
(Penguji I)  
  
(Penguji II)  
  
(Penguji III)

**SURABAYA**  
**Juli, 2015**

# **Analisis Repowering PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik Menggunakan Software Gatecycle dengan Mempertahankan Daya Steam Turbine Sebesar 200MW.**

**Nama Mahasiswa : R. Galuh Muhendra**  
**NRP : 2112 106 015**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan., M.Eng.Sc**

## **Abstrak**

*PT. PJB UP Gresik saat ini memiliki 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 1-2) yang masing - masing 100 MW, dan 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 3-4) yang masing - masing 200 MW. PLTU pada dasarnya memiliki efisiensi yang rendah, biasanya hanya sekitar 25% sampai dengan 30%. Sehingga sedapat mungkin harus diganti atau dimodifikasi agar efisiensinya dapat meningkat, salah satunya adalah dengan metode Repowering.*

*Saat ini, repowering adalah salah satu metode yang biasanya dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari pembangkit. Repowering adalah metode untuk merubah unit pembangkit yang sudah ada, dengan cara menambahkan beberapa gas turbin dan unit HRSG (heat recovery steam generator) sebagai pengganti boiler pada unit steam turbin. Repowering adalah salah satu cara paling efektif dalam meningkatkan performance, dan memperpanjang umur unit, meningkatkan kapasitas, mengurangi emisi, dan mengurangi panas yang terbuang ke lingkungan. Sehingga prinsip kerja sistem yang mulanya simple cycle dimodifikasi menjadi combine cycle.*

*Setelah simulasi dengan software Gate Cycle dilakukan, HRSG yang digunakan adalah 3 unit HRSG tipe single pressure, dan gas turbine yang dipakai adalah 3 unit gas turbine Mitsubishi seri A701F dengan daya terpasang masing-masing 180.61 MW. Diperoleh hasil yang menunjukkan adanya peningkatan performa dari sistem pembangkit. Efisiensi siklus meningkat sebesar 6,27 %, dari yang awalnya 40,12 % menjadi 46,39 %. Net power mengalami kenaikan*

*541,4 MW yaitu dari 197,6 MW menjadi 739,54 MW. Serta untuk nilai heat rate mengalami penurunan dari 2143,24 kcal/kW-hr pada PLTU design menjadi 1853,62 kcal/kW-hr pada PLTGU hasil repowering.*

***Kata Kunci : Efisiensi, Gate Cycle, HRSG, Power Plant, Repowering, Single Pressure.***

## **Analysis of Repowering of PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik Using Gatecycle Software with Maintain Steam Turbines Power at 200 MW**

**Student Name : R. Galuh Muhendra**  
**NRP : 2112 106 015**  
**Department : Mechanical Engineering FTI-ITS**  
**Academic Supervisor : Dr. Ir. Atok Setiyawan., M.Eng.Sc**

### ***Abstract***

*PT. PJB UP Gresik currently has two units of steam power plants (power plant units 1-2) which generates 100 MW, and two units of steam power plant (power plant units 3-4) which generate 200 MW. Steam Power Plant basically has low efficiency, typically only about 25% to 30%. So Steam Power Plant need to be replaced or modified, so that efficiency can be increased. One of many metode for increasing the efficiency is Repowering Method.*

*Today, repowering is one of most method that is commonly used to increase the efficiency of power plant. Repowering is a method to change the existing steam generator units (boiler), by adding some gas turbine and HRSG units (heat recovery steam generator) as a replacement boiler in the steam turbine units. Repowering is one of the most effective ways to improve performance and extend the life of the unit, increase capacity, reduce emissions, and reduce the waste heat to the environment.*

*So the working principle of the system is basically modified from simple cycle into combined cycle power plant. HRSG that used are 3 units of single pressure HRSG, and gas turbine that used are 3 units of gas turbine Mitsubishi A701F series Which each Gas turbine generate power of 180.61 MW. Simulation of power plant is build in Gate Cycle Software.. After simulation with gatecycle software is done, the results is showed*

*an increase in the performance of the generation system. Cycle efficiency increased by 6,27%, from initial efficiency 40,12% to 46,39%. Nett Power increase by 541,4 MW from 197,6 MW to 739,54 MW. And for Heat rate has decreased from 2143,24 kcal/kW-hr to 1853,62 kcal/kW-hr at result of combine cycle repowering.*

***Keywords : Efisiensi, Gate Cycle, HRSG, Power Plant, Repowering, Single Pressure.***

## **KATA PENGANTAR**

Segala puji dan syukur penulis panjatkan ke khadirat Allah SWT atas segala rahmat serta karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Repowering PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik Menggunakan Software Gatecycle dengan Mempertahankan Daya Steam Turbine Sebesar 200MW” tepat pada waktunya. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk meraih gelar sarjana strata 1 jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Keberhasilan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bimbingan, bantuan, dukungan serta dorongan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan., M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing sekaligus dosen wali, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng, Bapak Dr.Wawan Aries Widodo,ST.,MT, dan Bapak Ary Bachtiar K.P.,ST.,MT.,Ph.D selaku dosen penguji atas semua masukan dan arahan demi kesempurnaan tugas akhir ini.
3. Orangtua tercinta Bapak Muhamarram dan Ibu Nurul Heldaningrum.,SH serta adik – adik ku Fachrial, Fariz, dan Icha atas semua doa, perhatian dan dukungan baik moril maupun materil yang telah diberikan.
4. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan S1 Teknik Mesin ITS 2013-2015, yang telah banyak memberikan ilmu serta bantuan selama menjalani kuliah.
5. Teman sekamar dan rekan satu team : Aldo, Budi, Rizal dan Wawan atas semua ide, bantuan, dukungan serta motivasi selama tinggal bersama di Surabaya

6. Seluruh teman-teman seperjuangan LJ Mesin 2012 yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu, terimakasih untuk semua bantuan serta dukungan selama menjalani masa perkuliahan bersama juga untuk semua tawa serta canda yang selalu membuat masa perkuliahan lebih berwarna.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis khususnya dan pembaca pada umumnya.

Surabaya, 2 Agustus 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT .....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR .....	xvi
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	7
2.1 Analisa Thermodinamika .....	7
2.1.1 Siklus Rankine.....	7
2.2.2 Siklus Brayton Standar – Udara .....	8
2.2.3 Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap .....	9
2.2 Evaluasi Kerja Utama dan Perpindahan Kalor.....	11
2.2.1 Turbin .....	12
2.2.2 Kondenser.....	12
2.2.3 Pompa.....	13
2.2.4 <i>Boiler</i> .....	13
2.2.5 <i>Boiler Efficiency</i> .....	14

2.2.5.1 <i>Direct Methode Boiler Efficiency</i> .....	14
2.2.5.2 <i>In-Direct Methode Boiler Efficiency</i> .....	15
2.2.6 <i>Heat Recovery Steam Generator</i> .....	16
2.2.6.1 Penentuan HRSG menggunakan Metode <i>Pinch point</i> .....	17
2.2.7 Parameter Kinerja & <i>Heat rate</i> .....	18
2.3 Penelitian Terdahulu.....	20
2.3.1 <i>Using Two Types Of HRSG Full Repowering</i> .....	20
2.3.2 Perancangan ulang <i>Heat Recovery Steam Generator</i> dengan sistem <i>dual pressure</i> .....	24
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	27
3.1 Tahapan Penelitian .....	27
3.2 Permodelan Power Plant.....	29
3.2.1 Permodelan PLTU unit 3.....	29
3.2.2 Permodelan PLTGU .....	33
3.3 <i>Flowchart</i> perhitungan distribusi temperatur pada HRSG dengan menggunakan metode <i>pinch point</i> .....	33
3.4 <i>Flowchart</i> permodelan sistem pembangkit dengan menggunakan <i>gatecycle</i> .....	38
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....	41
4.1 Pembangkit PLTU 3 Unit Pembangkit Gresik.....	41
4.2 Permodelan Gatecycle PLTU 3 Gresik .....	45
4.3 Permodelan Gatecycle – Repowering PLTU 3 menjadi PLTGU .....	48
4.4 Perhitungan untuk menentukan spesifikasi gas turbin dan formasi <i>HRSG</i> .....	49
4.5 Permodelan Gas Turbin dan HRSG pada Gatecycle .....	55
4.6 Analisa dan Pembahasan.....	57
4.6.1 Perbandingan Sistem PLTU dengan PLTGU.	57
4.6.2 Analisa Efisiensi dan Nett Power.....	57

4.6.3 Analisa <i>Heat Rate</i> .....	58
4.6.3 Analisa Bahan Bakar.....	59
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	61
5.1 Kesimpulan.....	61
5.2 Saran .....	62
DAFTAR PUSTAKA.....	63
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Properties Air &amp; Steam</i> dari PLTU Be'sat.....	21
Tabel 2.2	Perbandingan <i>HRSG</i> tipe <i>single pressure vs dual pressure</i> .....	24
Tabel 4.1	Data Hasil Pembakaran .....	53
Tabel 4.2	Data Input <i>Gas Turbine</i> dan <i>HRSG</i> .....	56
Tabel 4.3	Perbandingan PLTU aktual, design, dan PLTGU .....	57

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1. Latar Belakang**

Seiring dengan perkembangan zaman, kebutuhan akan energi listrik Indonesia semakin hari semakin meningkat, perkiraan pertumbuhan listrik tahun 2011 – 2020 kebutuhan listrik Jawa – Bali akan tumbuh 7,8% per tahun, untuk Indonesia Barat 10,2% per tahun, dan untuk Indonesia Timur akan tumbuh 10,8% per tahun. Kebutuhan listrik Indonesia akan tumbuh rata – rata 8,46% per tahun.

Kebutuhan listrik sebesar itu, tentu saja harus dipenuhi oleh Perusahaan Listrik Negara (PLN), selaku pengelola listrik di Indonesia. Dimana PLN sendiri mempunyai pembangkit – pembangkit yang tersebar di seluruh Indonesia. PT. Pembangkit Jawa – Bali (PT. PJB) adalah salah satu anak perusahaan dari PLN yang berperan untuk memenuhi kebutuhan listrik di Jawa, Madura, dan Bali. Saat ini PT. PJB memiliki beberapa Unit Pembangkitan (UP) yang tersebar di beberapa wilayah di pulau Jawa, salah satunya adalah Unit Pembangkitan Gresik. PT. PJB UP Gresik memiliki 3 sistem unit tenaga, antara lain pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), pembangkit listrik tenaga gas (PLTG), dan pembangkit listrik tenaga gas – uap (PLTGU).

PT. PJB UP Gresik saat ini memiliki 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 1-2) yang menghasilkan 100 MW, dan 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 3-4) yang menghasilkan 200 MW. PLTU pada dasarnya memiliki efisiensi yang rendah, biasanya hanya sekitar 25% sampai dengan 30%. Sehingga sedapat mungkin harus diganti atau dimodifikasi agar efisiensinya dapat meningkat, salah satunya adalah dengan metode *Repowering*.

Saat ini, *repowering* adalah salah satu metode yang biasanya dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari

pembangkit. Repowering adalah metode untuk merubah unit pembangkit yang sudah ada, dengan cara menambahkan beberapa gas turbin dan unit *HRSG* (*heat recovery steam generator*) sebagai pengganti boiler pada unit steam turbin. Repowering adalah salah satu cara paling efektif dalam meningkatkan performance, dan memperpanjang umur unit, saat meningkatkan kapasitas, mengurangi emisi, dan mengurangi panas yang terbuang ke lingkungan.

Pada tugas akhir ini, penulis akan membahas sebuah permasalahan yaitu meningkatkan efisiensi pada PLTU unit 3-4 dengan metode *repowering* atau *combine cycle* dengan PLTG (pembangkit listrik tenaga gas), dimana penulis akan mencoba untuk melakukan analisa untuk meningkatkan efisiensi maksimal, dengan cara pemilihan komposisi *HRSG* (*heat recovery steam generator*), dan pemilihan Turbin gas.

## **1.2. Rumusan Masalah**

PLTU Gresik unit 3-4 yang usia nya sudah mencapai 32 tahun, sering mengalami kebocoran di boiler nya sehingga efisiensinya turun sebesar 15% dari kondisi awal (design). Engineer di PT.PJB UP Gresik sudah mencoba melakukan maintenance dengan mengganti tube – tube yang bocor, tetapi kenaikan efisiensi yang di harapkan tidak tercapai. Di tugas akhir ini penulis akan mencoba metode repowering untuk menaikkan efisiensi dengan penambahan Gas turbin dan HRSG sebagai pengganti boiler, diharapkan dengan analisa ini dapat meningkatkan efisiensi pembangkit PTLU unit 3 agar sesuai dengan spesifikasi awalnya (design).

## **1.3. Batasan Masalah**

Batasan dalam pembahasan tugas akhir ini terdapat beberapa batasan yang diambil guna menjaga alur permasalahan

utama agar tidak melenceng dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang digunakan diantaranya adalah :

1. Analisa berdasarkan data awal PLTU UP.Gresik unit 3.
2. Komponen yang dihilangkan dari siklus referensi nya (PLTU 3) adalah boiler, sedangkan untuk komponen – komponen lainnya tetap dipertahankan.
3. Properties, dan spesifikasi komponen PLTU unit 3, tetap dipertahankan pada modifikasi repowering.
4. Properties Bahan bakar yang digunakan pada gas turbin menggunakan data aktual pada boiler sesuai hasil uji di PT. Petrokimia Gresik.
5. Daya Steam Turbine dipertahankan sebesar 200 MWe
6. Siklus yang bekerja di asumsikan dalam keadaan tunak (*steady state*).
7. Rugi – rugi panas di instalasi perpipaan diabaikan.
8. Kebocoran pada system di asumsikan tidak ada.
9. Luas lahan tidak diperhitungkan.
10. Simulasi menggunakan *software gate cycle 5.61.0.r*

#### **1.4. Tujuan Penelitian**

Tujuan dengan adanya penelitian mengenai analisa Repowering di PT.PJB Unit 3, diantaranya sebagai berikut :

1. Mengetahui efisiensi system pembangkit dengan menggunakan permodelan system pembangkit di gate cycle.

2. Dapat mengetahui kenaikan efisiensi setelah dilakukan *combine cycle* dengan permodelan system pembangkit di gate cycle dengan menggunakan *single pressure HRSG*.

## 1.5. Sistematika Penulisan

Adapun sistematika dalam penyusunan laporan untuk penelitian ini, terbagi dalam beberapa bab sebagai berikut :

### 1. BAB I PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat, serta sistematika penulisan dari tugas akhir ini.

### 2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Berisi mengenai beberapa informasi dan kajian teori, serta penelitian terdahulu, yang berkaitan dengan pembangkit listrik tenaga uap, menghitung performa *power plant* serta *software* yang digunakan.

### 3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Berisi mengenai prosedur penelitian tugas akhir ini, meliputi pengambilan dan pengolahan data, proses menghitung efisiensi dan rugi daya, serta tahapan simulasi dengan menggunakan *software gate cycle*.

### 4. BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Berisi mengenai contoh perhitungan, analisa, dan pembahasan mengenai data yang diperoleh dari hasil perhitungan dan simulasi secara kuantitatif dalam bentuk grafik maupun tabel.

## **5. BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Berisi mengenai kesimpulan analisa dan pembahasan mengenai hasil perhitungan dan simulasi. Selain itu, terdapat juga saran untuk pengembangan lebih lanjut yang dapat dilakukan dari adanya penelitian ini.

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*

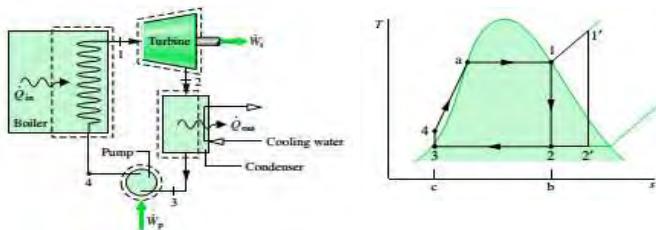
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Analisa Thermodynamika

##### 2.1.1 Siklus Rankine

Siklus *Rankine* adalah permodelan yang digunakan untuk memprediksi performa dari suatu unit PLTU (pembangkit listrik tenaga uap). *Siklus Rankine* adalah jika fluida kerja mengalir melalui berbagai komponen dari sebuah siklus tenaga uap sederhana tanpa *irreversibilitas*, penurunan tekanan secara fraksional tidak akan terjadi di dalam *boiler* dan kondenser, dan fluida kerja akan mengalir melalui komponen – komponen ini pada tekanan konstan. Selain itu, dengan tidak adanya *irreversibilitas* dan perpindahan kalor dengan lingkungan sekitar, proses yang terjadi melalui turbin dan pompa adalah *isentropic* (*adiabatic* dan *reversible*). *Ideal Rankine Cycle* digambarkan pada gambar 2.1 dibawah.



Gambar 2.1 Skema proses dan T-S Diagram *Ideal Rankine Cycle*  
(J. Moran dan H. N. Shapiro, 2008)

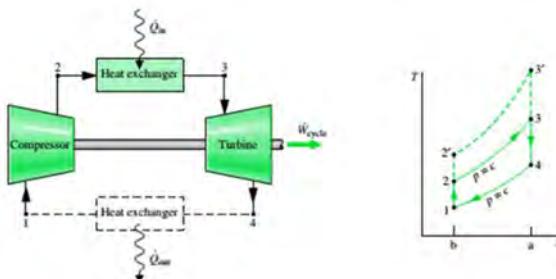
Mengacu pada gambar 2.1, terlihat fluida kerja melewati urutan proses yang *reversible* secara internal sebagai berikut :

- Proses 1-2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser.

- Proses 2-3 : Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser dengan cairan jenuh pada kondisi 3.
- Proses 3-4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju ke kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi.
- Proses 4-1 : Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus.

### 2.2.2 Siklus Brayton Standar – Udara

Dengan mengabaikan *irreversibilitas* yang terjadi ketika udara bergerak melewati berbagai komponen di dalam siklus *Brayton*, tidak ada penurunan tekanan karena gesekan, dan udara mengalir dengan tekanan konstan melalui alat penukar kalor. Seandainya perpindahan kalor ke lingkungan juga diabaikan, maka proses yang terjadi melalui turbin dan kompresor adalah isentropik.



Gambar 2.2 Ideal Siklus Brayton dan T-S Diagram  
(J. Moran dan H. N. Shapiro, 2008)

Jika table udara digunakan di dalam melakukan analisis yang melibatkan siklus Brayton ideal, berlaku untuk proses isentropik 1-2 dan 3-4

$$P_{r2} = P_{r1} \frac{P_2}{P_1} \quad (2.1)$$

$$P_{r4} = P_{r3} \frac{P_4}{P_3} = P_{r3} \frac{P_1}{P_2} \quad (2.2)$$

Jika siklus Brayton ideal dianalisis dengan menggunakan basis standar-udara dingin, kalor spesifik dianggap memiliki nilai konstan, seperti bersamaan berikut,

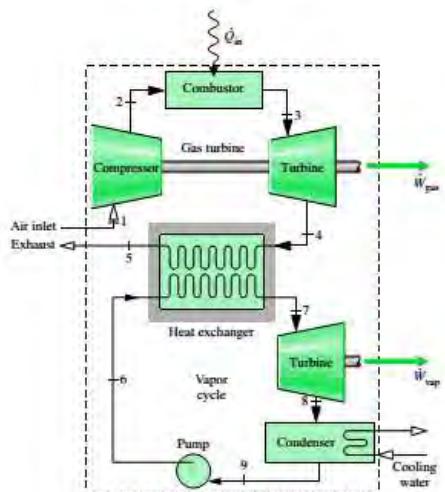
$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.3)$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{(k-1)/k} = T_3 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.4)$$

Dimana k adalah rasio kalor spesifik,  $k = C_p/C_v$

### 2.2.3 Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap

Siklus tenaga gabungan terdiri dari dua buah siklus tenaga sedemikian rupa sehingga energy yang dikeluarkan melalui kalor dari satu siklus digunakan sebagian atau keseluruhan sebagai masukan untuk siklus yang satunya.



Gambar 2.3 Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap  
(J. Moran dan H. N. Shapiro, 2008)

Aliran yang meninggalkan turbin di dalam sebuah turbin gas berada pada temperatur tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan potensi (*exergi*) aliran gas bertemperatur tinggi ini, sehingga meningkatkan pemanfaatan bahan bakar secara keseluruhan, adalah dengan menggunakan regenerator yang memakai gas buangan dari turbin untuk memanaskan udara antara kompresor dan ruang bakar. Metode lainnya diberikan oleh siklus gabungan yang diperlihatkan pada gambar 2.3, yang melibatkan siklus turbin gas dan siklus tenaga uap. Kedua siklus tenaga tersebut digabungkan sehingga perpindahan kalor ke siklus pembangkit tenaga uap diberikan oleh siklus turbin gas, yang dapat disebut siklus topping.

Mengacu kepada gambar 2.3, efisiensi thermal dari siklus gabungan adalah

$$\eta = \frac{W_{gas} + W_{vap}}{Q_{in}} \quad (2.5)$$

Dimana  $W_{gas}$  adalah daya netto yang dihasilkan oleh turbin gas dan  $W_{vap}$  adalah daya netto yang dihasilkan oleh siklus uap.  $Q_{in}$  adalah laju perpindahan kalor total ke siklus gabungan, termasuk perpindahan kalor tambahan, jika ada, yang dipakai untuk memanasi lebih lanjut (*superheat*) uap yang memasuki turbin uap.

Hubungan untuk perpindahan energi dari siklus gas menuju siklus uap pada sistem di dalam Gambar 2.3 diperoleh dengan cara menerapkan kesetimbangan laju massa dan energi ke volume atur yang melingkupi alat penukar kalor. Untuk pengopresian pada kondisi tunak, perpindahan kalor ke lingkungan yang dapat diabaikan, dan tidak terdapat perubahan – perubahan signifikan pada energi kinetik dan potensial, hasilnya adalah

$$\dot{m}_v(h_7 - h_6) = \dot{m}_g(h_4 - h_5) \quad (2.6)$$

Dimana  $m_g$  dan  $m_v$  berturut – turut adalah laju aliran massa dari gas dan uap.

## 2.2. Evaluasi Kerja Utama dan Perpindahan Kalor

Untuk mengevaluasi siklus – siklus yang terjadi pada suatu pembangkit, perpindahan kalor yang tidak dapat dihindari antara komponen pembangkit dan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Dengan menggunakan prinsip konservasi massa dan konservasi energi bersama – sama dengan idealisasi sebelumnya, persamaan untuk perpindahan energi akan dianalisa seperti diperlihatkan pada gambar 2.1, dimulai dari kondisi 1 dan berlanjut melalui setiap komponen lainnya.

### 2.2.1 Turbin

Uap dari boiler pada kondisi 1, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenser pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energy dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2.7)$$

Dimana  $\dot{m}$  menyatakan laju aliran massa dari fluida kerja, dan  $\dot{W}_t/\dot{m}$  adalah laju kerja yang dihasilkan per unit massa uap yang melalui turbin. Seperti disebutkan di atas, perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.

### 2.2.2 Kondenser

Dalam kondenser terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperature air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah

$$\frac{Q_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.8)$$

Di mana  $Q_{out}/\dot{m}$  merupakan laju perpindahan energi dari fluida kerja ke air pendingin per unit massa fluida kerja yang melalui kondenser. Perpindahan energy ini bersifat positif ke arah tanda panah seperti diperlihatkan gambar 2.1.

### 2.2.3 Pompa

Kondensat cair yang meninggalkan condenser di kondisi 3 dipompa dari kondenser ke dalam *boiler* yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energy adalah

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (2.9)$$

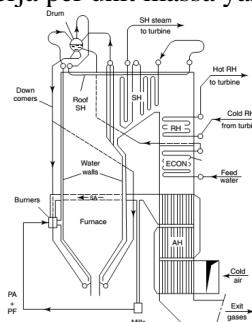
Dimana  $\dot{W}_p/\dot{m}$  adalah tenaga masuk per unit massa yang melalui pompa. Perpindahan energy adalah positif searah dengan tanda panah dalam gambar 2.1.

### 2.2.4 Boiler

Fluida kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi 4 yang disebut air – pengisian, dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam boiler. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung boiler dan drum yang menghasilkan air – pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, kesetimbangan laju massa dan energy menghasilkan

$$\frac{Q_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.10)$$

Dimana  $Q_{in}/\dot{m}$  adalah laju perpindahan kalor dari sumber energi ke dalam fluida kerja per unit massa yang melalui boiler.



Gambar 2.4 Skema Boiler pada PLTU (*K, Rayaprolu , 2009*)

### **2.2.5 Boiler Efficiency**

Parameter – parameter unjuk kerja dari *boiler* seperti halnya efisiensi, rasio penguapan, dan lain – lain aka selalu mengalami penurunan yang disebabkan oleh buruknya proses pembakaran, permukaan komponen *heat transfer* yang kotor, dan tentunya disebabkan juga oleh pengoperasian serta pemeliharaan yang tidak sesuai dengan SOP. Terdapat dua metode dalam menentukan efisiensi boiler, yaitu dengan metode langsung (*direct methode*) serta metode tidak langsung (*indirect methode*).

#### **2.2.5.1 Direct Methode Boiler Efficiency**

Metode perhitungan efisiensi boiler secara langsung (*direct methode*) atau biasa dikenal dengan sebagai metode input output, adalah menentukan efisiensi boiler secara cepat dengan menggunakan perbandingan antara panas yang dihasilkan oleh boiler berupa steam dengan laju inputan bahan bakar

$$\text{Boiler Efficiency } (\eta) = \frac{\text{Heat Output}}{\text{Heat Input}} \times 100$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{rh}}{m_{bb} \times \text{LHV}} \times 100\% \quad (2.11)$$

Beberapa kelebihan dan kekurangan dari metode perhitungan efisiensi dengan menggunakan metode langsung adalah sebagai berikut,

Kelebihan :

1. *Engineer* dapat secara langsung menentukan efisiensi dari *boiler*
2. Tidak membutuhkan parameter perhitungan yang banyak.

3. Hanya membutuhkan beberapa instrumen untuk memonitoring parameter.

Kekurangan :

1. *Engineer* tidak dapat mengetahui penyebab turunnya efisiensi secara detail.

#### ***2.2.5.2 In – Direct Methode Boiler Efficiency***

Terdapat beberapa standart dalam melakukan analisa efisiensi *boiler* dengan metode *indirect*, seperti halnya British Standart, BS 845: 1987 dan Standar Amerika yaitu ‘ASME PTC – 4.1 Power Test Code Steam Generating Units’.

Metode indirect juga dikenal dengan metode rugi – rugi panas (heat loss methode) karena nilai efisiensi dengan metode ini dipengaruhi oleh rugi – rugi panas yang terjadi pada sebuah boiler.

$$\text{Eficiency Boiler} = 100 - \text{heat loss factor} \quad (2.12)$$

Rugi – rugi panas yang biasa terjadi pada boiler secara umum disebabkan oleh beberapa hal yaitu :

- A. *Dry Flue Gas*.
- B. Kandungan *moisture* di dalam bahan bakar.
- C. Kandungan *moisture* di dalam udara pembakaran.
- D. Pembakaran dari Hydrogen.
- E. Radiasi & Konveksi
- F. Bahan bakar yang tidak terbakar secara sempurna.

Data yang diperlukan untuk melakukan perhitungan efisiensi boiler dengan menggunakan metode indirect adalah sebagai berikut :

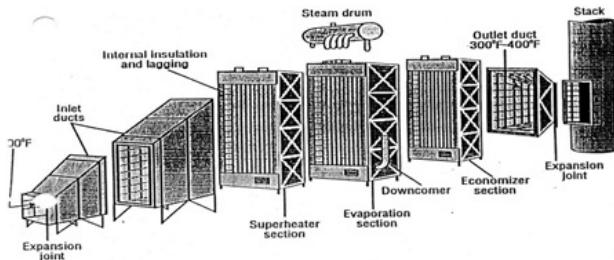
1. *Data Ultimate Analysis* bahan bakar *Natural Gas*.
2. Presentase kandungan oksigen dan karbondioksida di dalam *flue gas*
3. Temperature *flue gas inlet*
4. Temperature *Ambient*
5. Kelembapan udara *absolute*.
6. *Gross Heating Value* di dalam *Natural Gas*.

### **2.2.6 Heat Recovery Steam Generator**

*Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) berfungsi untuk memanaskan air dengan menggunakan panas gas buang dari turbin gas sehingga dihasilkan uap dengan tekanan dan temperatur tertentu yang konstan. *HRSG* merupakan penghubung antara PLTG (siklus *Brayton*) dengan PLTU (siklus *Rankine*).

Ditinjau dari sumber panasnya, HRSG dibagi menjadi dua, yaitu *unfired* dan *fired* (*auxiliary burner* atau *supplementary burner*). *HRSG unfired* adalah *HRSG* yang seluruh sumber panasnya diperoleh dari gas buang (*exhaust gas*) turbin gas. Sedangkan *HRSG supplementary burner* adalah *HRSG* yang dilengkapi dengan peralatan pembakaran (*burner*) sehingga sumber panasnya dapat diperoleh dari gas buang turbin gas dan atau dari pembakaran bahan bakar.

Bila ditinjau dari tekanan kerjanya, *HRSG* dapat diklarifikasi menjadi : *HRSG* dengan satu tekanan (*single pressure*), *HRSG* dengan dua tekanan (*dual pressure*), dan *HRSG* dengan tekanan bertingkat (*multi pressure*)

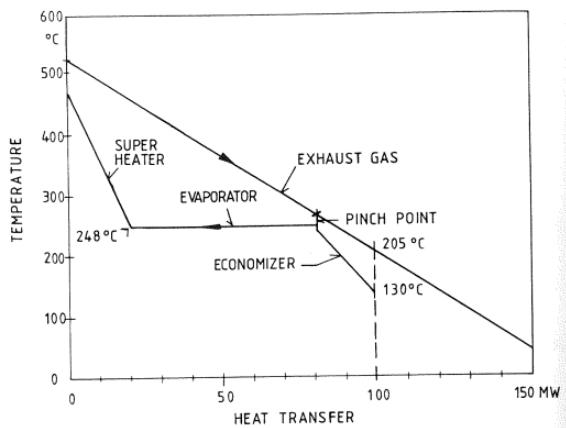


Gambar 2.5 *Model HRSG Tipe Horizontal* yang menggunakan aliran udara alami

### 2.2.6.1 Penentuan HRSG menggunakan metode *Pinch Point*

Analisa *Pinch* adalah sebuah metodologi untuk memperkecil pemakaian energi dari proses kimia dengan menghitung target energi secara pasti menggunakan prinsip termodinamika yang dapat dicapai dengan mengoptimalkan sistem pemulihan panas, metode pasokan energi dan kondisi proses operasi. Metode ini juga disebut dengan teknologi *pinch*, atau sebagai integrasi proses, integrasi panas, dan integrasi energi.

Metode ini dimulai dengan mendata seluruh aliran panas dari unsur pemasok dan aliran dingin dari unsur pemakai energi dalam suatu proses. Data aliran panas dan aliran dingin ini kemudian digabungkan ke dalam suatu kurva yang dinamakan sebagai kurva komposit. Titik terdekat antara kurva komposit aliran panas dan kurva komposit aliran dingin disebut titik *pinch*.



Gambar 2.6 Grafik Temperature/Heat Transfer dari HRSG (K. Rolf, 1997)

### 2.2.7 Parameter Kinerja & Heat rate

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energy yang masuk ke dalam fluida kerja melalui boiler yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Menggunakan rumus kuantitas dan ekspresi yang telah diperkenalkan, efisiensi thermal dari siklus tenaga pada gambar 2.1 adalah

$$\eta = \frac{W_t/\dot{m} - W_p/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}} = \frac{(h_1-h_4)-(h_2-h_3)}{h_1-h_4} \quad (2.13)$$

Keluaran kerja netto sebanding dengan masukan kerja netto. Jadi, sebagai alternatif efisiensi termal dapat dituliskan sebagai

$$\eta = \frac{Q_{in}/\dot{m} - Q_{out}/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{Q_{out}/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}} \quad (2.14)$$

$$= 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Selain itu, diperlukan pula evaluasi terhadap parameter kerja suatu pembangkit, sehingga siklus pembangkit tersebut dapat diketahui efektivitasnya. Parameter tersebut meliputi efisiensi termal pembangkit dan laju kalor (heat rate). Efisiensi termal merupakan perbandingan antara kerja netto yang dihasilkan pembangkit dengan sejumlah energi (kalor) yang diberikan pada fluida kerja melalui boiler.

$$\eta = \frac{\frac{W_t}{m} - \frac{W_p}{m}}{\frac{Q_{in}}{m}} \dots \quad (2.15)$$

Sedangkan nilai heat rate sistem pembangkit bisa dicari dengan persamaan berikut:

$$Net Plant Heat Rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{Net Power} \dots \quad (2.16)$$

$$Gross Plant Heat Rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{Gross Power} \dots \quad (2.17)$$

Keterangan:

- $\dot{m}_{fuel}$  = mass flow rate bahan bakar boiler (kg/h)
- LHV = nilai kalor bawah bahan bakar (kilojoule/kg)
- Gross Power = daya yang dihasilkan pembangkit sebelum dikurangi pemakaian sendiri (KW)
- Net Power = daya yang dihasilkan pembangkit setelah dikurangi pemakaian sendiri (gross power – auxiliary power) (KW)

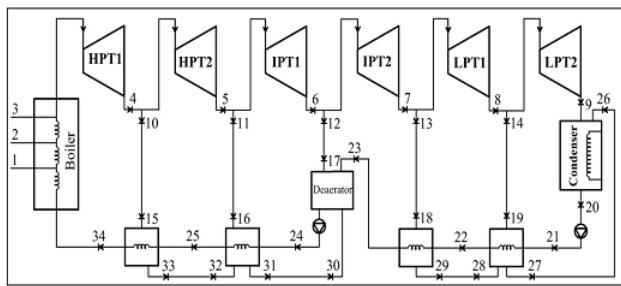
## **2.3 Penelitian Terdahulu**

### **2.3.1 *Using Two Types Of HRSG Full Repowering***

Penelitian yang dilakukan oleh Karim Maghsoudi Mehraban, Vahid Rohani, Abdollah Mehrpanahi, dan Sadegh Nikbakht Naserabad. Yang berjudul *USING TWO TYPES OF HRSG FOR FULL REPOWERING A STEAM POWER PLANT* yang membahas perbandingan repowering tipe single pressure dan dual pressure.

Repowering dapat didefinisikan sebagai penambahan unit gas turbin pada siklus PLTU (combine cycle) untuk meningkatkan efisiensi dari siklus. Repowering

dibagi menjadi dua metode utama, yaitu full repowering dan juga partial repowering. Metode full repowering biasanya digunakan pada pembangkit – pembangkit yang umurnya sudah melewati umur produktifnya, agar efisiensi nya dapat dikembalikan. Pada pembahasan jurnal berikut, riset dilakukan pada pembangkit di Tehran – Iran yaitu pembangkit listrik Be'sat. Pembangkit listrik Be'sat sudah beroperasi selama 25 tahun, dimana mempunyai efisiensi design (dari General Electric) sebesar 31.46 %, dan efisiensi aktual sebesar 26.81 %. Pada riset yang dilakukan oleh Karim Maghsoudi Mehraban, Vahid Rohani, Abdollah Mehrpanahi, dan Sadegh Nikbakht Naserabad akan membandingkan efisiensi dari dua combine cycle dengan dua HRSG (heat recovery steam generator) yang berbeda.



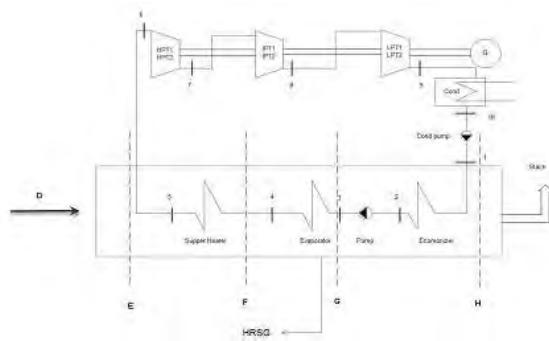
Gambar 2.7 Skema Pembangkit Listrik Tenaga Uap Besar

Tabel 2.1 Properties Air & Steam dari PLTU Besar

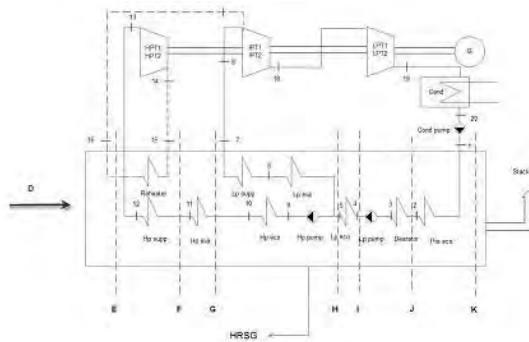
point	Temperature (K)	Pressure (bar)	Entropy (kJ/Kg <sup>o</sup> K)	Mass Flow (kg/s)	Enthalpy (kJ/kg)
1	581.7	96.61	3.334	91.94	1392.5
2	578.0	91.78	5.665	91.94	2739.0
3	783.1	87.20	6.708	91.94	3415.0
4	663.0	33.60	6.826	84.58	3200.6
5	580.4	17.23	6.873	78.58	3047.5
6	476.7	6.50	6.941	73.05	2854.9
7	392.8	1.68	7.211	68.09	2707.0
8	365.6	0.77	7.090	62.67	2533.2
9	315.8	0.08	7.321	62.67	2298.8
10	663.0	33.60	6.826	7.36	3200.6
11	580.4	17.23	6.873	6.00	3047.5
12	476.7	6.50	6.941	5.33	2854.9
13	403.0	2.68	7.001	4.96	2708.6
14	365.6	0.77	7.090	5.42	2533.2
15	635.7	31.26	6.766	7.36	3141.5
16	558.9	16.02	6.825	6.00	3001.5
17	466.5	6.05	6.930	5.33	2834.6
18	400.6	2.50	6.897	4.96	2654.4
19	365.6	0.72	6.979	5.42	2533.2
20	316.2	0.72	0.612	73.05	180.0
21	316.2	6.43	0.610	73.05	180.0
22	358.3	6.24	1.132	73.05	355.9
23	393.6	6.05	1.527	73.05	503.9
24	435.3	108.08	1.952	91.94	690.8
25	471.2	104.84	2.270	91.94	834.2
26	315.8	0.08	0.727	10.38	216.4
27	324.9	0.14	0.725	10.38	216.4
28	363.3	0.71	1.250	4.96	398.0
29	368.3	0.85	1.250	4.96	398.0
30	432.4	6.05	2.061	13.36	726.9
31	444.4	8.16	2.059	13.36	726.9
32	455.6	16.02	2.330	7.36	852.4
33	473.2	18.62	2.330	7.36	852.4
34	508.2	101.69	2.641	91.94	1015.1

### Repowering Operation Procedure :

1. Pemilihan Gas Turbin dan Steam Turbin telah dipertimbangkan sebelumnya, sesuai dengan siklus referensinya.
2. Ukuran dari HRSG dan Gas Turbin yang digunakan sesuai dengan tekanan maksimum pada *high pressure* turbin tingkat pertama pada siklus referensi yang digunakan.
3. Kapasitas kondenser harus dipertimbangkan sesuai steam yang diinjeksikan.
4. Pada riset ini kondisi operasi kondenser berada pada tekanan siklus referensinya, konstan dan besarnya 0.72 bar.
5. HRSG yang dipilih adalah tipe *double pressure* dengan pemanasan ulang (reheat), atau *single pressure* tanpa pemanasan ulang dari boiler.
6. Pada siklus *repowering single pressure*, steam memasuki *high pressure turbin* pertama pada satu tingkat tekanan. Saat *double pressure boiler* dengan pemanasan ulang digunakan gas buang dimasukan kedalam *reheater* dan setelah panas diserap, gas kembali ke turbin tekanan menengah.
7. Tekanan yang dihasilkan oleh pompa akan mengalami beberapa *losses* (rugi), sehingga pendekatan dilakukan dengan mengasumsikan kerugian sebesar 3.5% pada perpipaan *economizer*, 3% pada perpipaan *superheater*, 5% pada perpipaan *reheater*, dan 5.5% pada perpipaan air/steam. Tidak ada kerugian tekanan (*pressure loss*) di evaporator.



Gambar 2.8 Skema Diagram Siklus *Single Pressure Reheat Combined Cycle*



Gambar 2.9 Skema Diagram *Dual Pressure Reheat Combined Cycle*

Tabel 2.2 Perbandingan HRSG tipe *single pressure* vs *dual pressure*

Parameter	Unit	Combined cycle configuration	
		single-pressure	dual-pressure
Net power output of GT cycle	MW	160	160
Net power output of steam cycle	MW	59.54	74.23
Net power output of the plant	MW	219.54	234.23
Thermal efficiency of the plant	%	43.24	44.39
Exergetic efficiency of the plant	%	41.94	43.06

Pada riset *full repowering* yang dilakukan di PLTU Be'sat yang dilakukan dengan dua tipe HRSG yang berbeda dapat ditarik kesimpulan, efisiensi dari HRSG *single pressure* dibandingkan dengan siklus referensi naik sebesar 16.43%, sedangkan pada HRSG *dual pressure* naik sebesar 17.58%

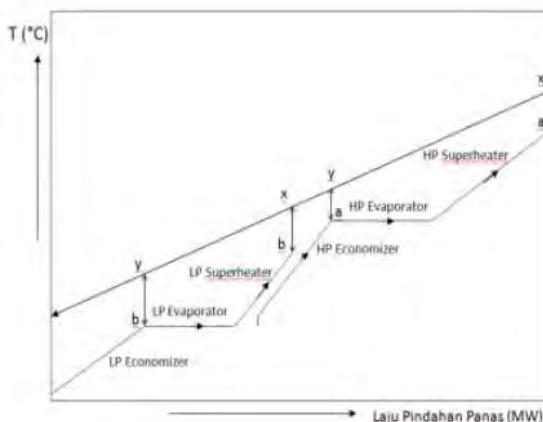
### 2.3.2 Perancangan ulang *Heat Recovery Steam Generator* dengan sistem *dual pressure*.

Penelitian yang dilakukan oleh F. Burlian, dan A. Ghafara yang berjudul perancangan ulang *heat recovery steam generator* dengan sistem *dual pressure* melalui pemanfaatan gas buang sebuah turbin gas berdaya 160 MW. Penelitian yang dilakukan oleh Burlian , dan Ghafara adalah merencanakan satu unit *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) dengan dua tingkat tekanan uap (*dual pressure*) melalui pemanfaatan gas buang dari satu unit turbin gas, dimana uap yang dihasilkan digunakan untuk menggerakkan turbin uap. Penelitian yang dilakukan juga bertujuan untuk mengetahui performansi HRSG yang direncanakan, serta menentukan parameter – parameter dan dimensi komponen – komponen utama HRSG yang direncanakan.

Parameter rancangan mengenai *Heat Recovery Steam Generator* pada perancangan ini mengacu dari data hasil survei yang dilakukan di PT. PJB Unit Pembangkitan Muara Tawar Bekasi. Adapun spesifikasi turbin gas yang diperoleh dari hasil survei untuk digunakan pada perencanaan HRSG adalah :

- |                           |                               |
|---------------------------|-------------------------------|
| a. Produsen               | : Alstom                      |
| b. Kapasitas              | : 160 MW                      |
| c. Bahan bakar            | : LNG (Liquified Natural Gas) |
| d. Putaran                | : 3000 Rpm                    |
| e. Temp udara masuk       | : 30 C                        |
| f. Tekanan udara masuk    | : 1,013 bar                   |
| g. Temp gas buang         | : 549,666 C                   |
| h. Aliran massa gas buang | : 528,4 kg/s                  |

Pada penelitian ini dilakukan dengan metode pinch point dimana temperatur uap yang dihasilkan harus disesuaikan dengan temperatur gas buang. Perbedaan temperatur terkecil antara dua aliran yaitu aliran gas dengan aliran uap disebut dengan titik penyempitan (pinch point)  $x - a$  dan  $y - b$  minimum 20 C. pada perancangan ini diambil titik penyempitan (pinch point) sebesar 20 C



Gambar 2.10 Grafik *Temperature – Heat* dengan *pinch point* sebesar 20 C

Dari pembahasan perancangan HRSG yang dilakukan, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

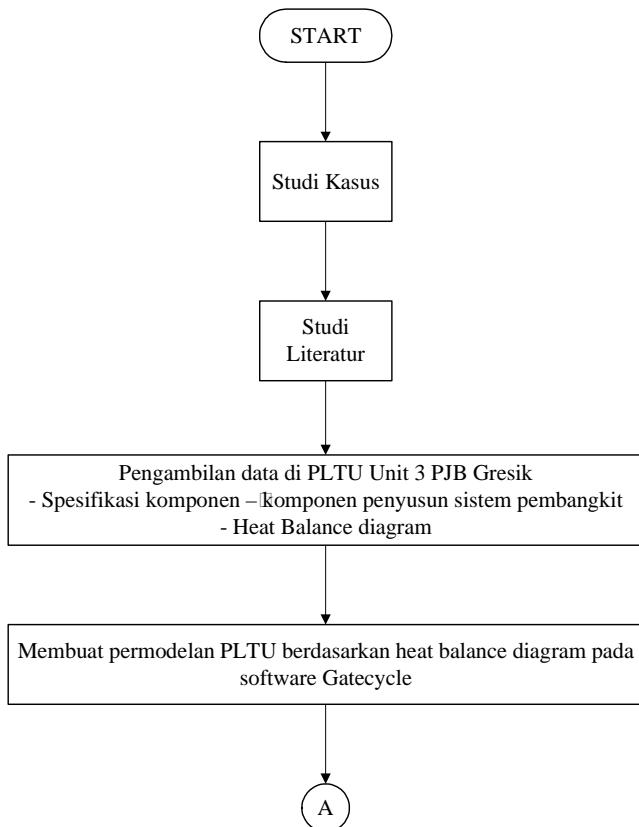
1. HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) yang dirancang adalah HRSG dengan tekanan dua tingkat yaitu tekanan tinggi dan tekanan rendah. Sumber panas berasal dari gas buang satu unit turbin gas berdaya 160 MW. Temperatur gas masuk HRSG sebesar 538,673 C dan laju aliran gas buang sebesar 528,4 Kg/s
2. Efisiensi HRSG yang dihasilkan adalah sebesar 72,14%
3. Nilai daya dan efisiensi pada turbin uap disesuaikan dengan perhitungan daya dan efisiensi pada HRSG, dimana nilai daya pada perhitungan diperoleh sebesar 72 MW.

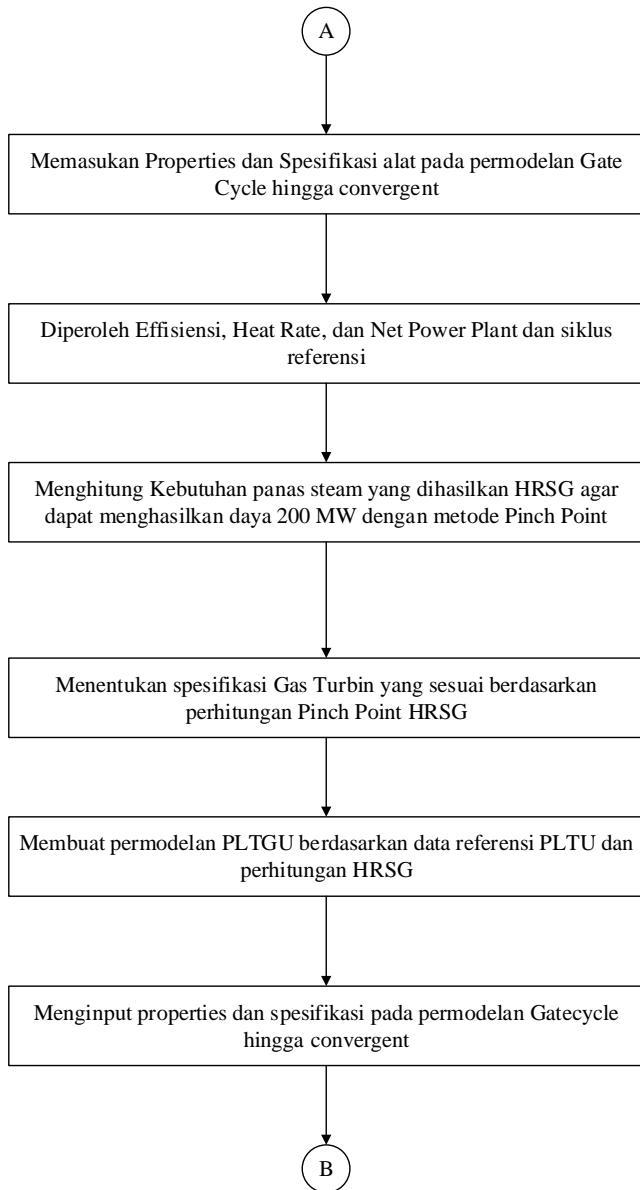
## BAB III

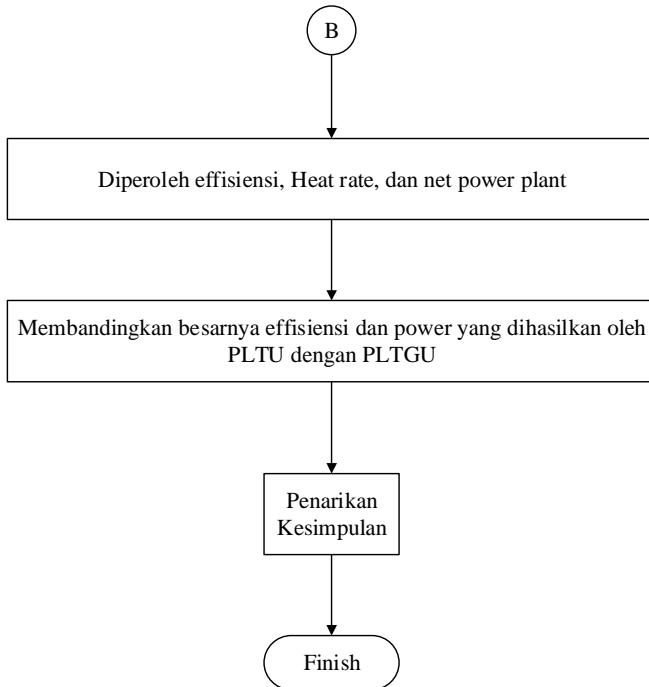
### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan penelitian dan analisa akibat penurunan efisiensi PLTU UP.Gresik Unit 3, terdapat beberapa tahapan yang harus dilakukan, berikut adalah gambaran umum tahapan penelitian yang akan dilakukan







Gambar 3.1 Flowchart tahapan penelitian *repowering* PLTU 3 Gresik

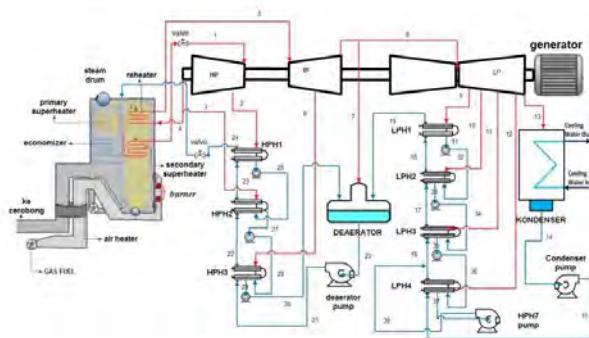
### 3.2 Permodelan *Power Plant*

Dalam analisa *repowering* ini, dilakukan perbandingan antara efisiensi PLTU 3 dengan PLTGU 3 (hasil *repowering*). Sehingga dibutuhkan permodelan dengan *model gate cycle* PLTU 3 dan *model gate cycle* hasil rancangan PLTGU.

#### 3.2.1 Permodelan PLTU unit 3

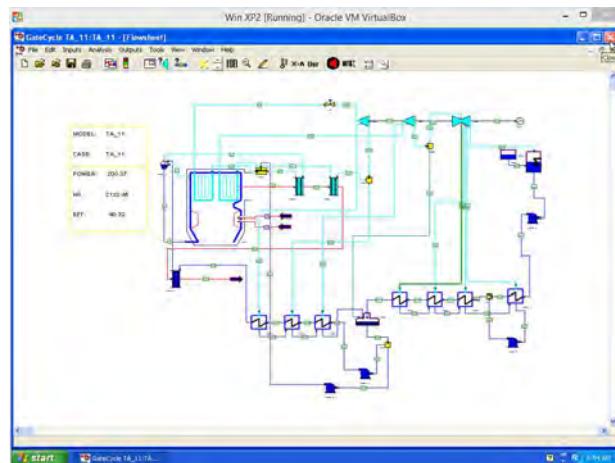
Dalam perhitungan efisiensi thermal dan juga data – data yang dibutuhkan pada analisa repowering PLTU unit 3, dilakukan langkah – langkah sebagai berikut

1. Membuat skema diagram PLTU unit 3 dari *heat balance* (lihat lampiran 2), untuk memudahkan dalam perhitungan maupun permodelan PLTU unit 3.



Gambar 3.2 Skema diagram PLTU unit 3

2. Menghitung efisiensi thermal PLTU unit 3 dari data *heat balance*.
3. Buat permodelan *gate cycle* sesuai dengan *heat balance* PLTU unit 3 gresik, sesuai yang ditunjukkan gambar 3.3 dibawah



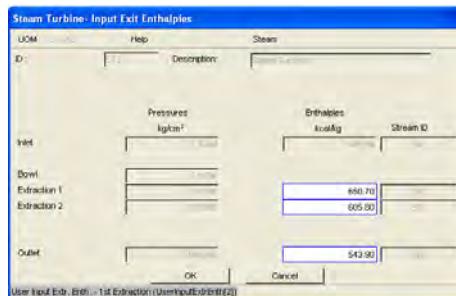
Gambar 3.3 Skema PLTU 3 pada *gate cycle*

4. *Running* model *gate cycle* yang telah dibuat. Bila muncul keterangan *All Connection Complete* seperti pada gambar 3.4, berarti modelling sudah terhubung semua dan siap untuk dimasukan *properties* dan spesifikasi komponen.



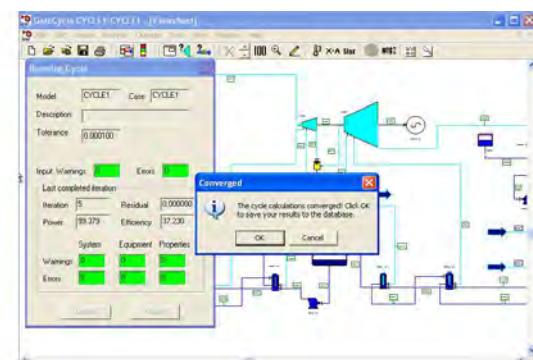
Gambar 3.4 *Build review box* ketika model sudah di *running*

- Masukan nilai dan parameter – parameter yang dibutuhkan pada setiap alat, sesuai dengan data heat balance PLTU Unit 3 dan data spesifikasi alat yang dibutuhkan.



Gambar 3.5 *Input properties* pada *steam turbine*

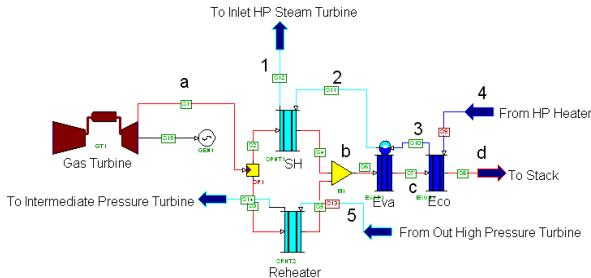
- Running software gate cycle*, bila tidak *convergent* lihat *list error* dan ikuti perintah didalamnya.
- Bila *case* sudah *convergent*, nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, *efisiensi* dan juga data – data yang lainnya dapat kita lihat.



Gambar 3.6 Hasil *Running Model* yang sudah *convergent*

### 3.2.2 Permodelan PLTGU

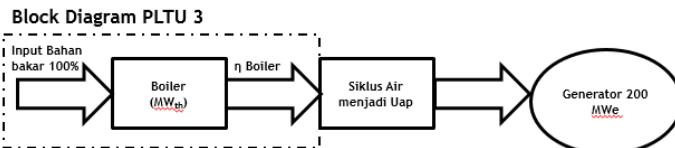
1. Ganti komponen *boiler* pada *gate cycle* dengan komponen *HRSG* dan *Gas Turbin* untuk permodelan PLTGU (*Combine Cycle*).

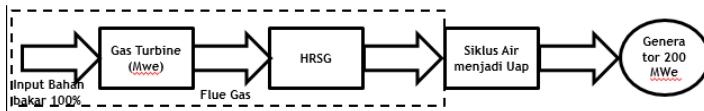


Gambar 3.7 sistem *HRSG* satu tekanan

2. *Properties* pada *HRSG* (kapasitas Panas) menyesuaikan dengan data *boiler* sebelumnya.
3. *Running Software Gatecycle*, bila model sudah *convergent* maka akan didapatkan *Efisiensi thermal*, *properties*, *heat rate*, dan juga daya.

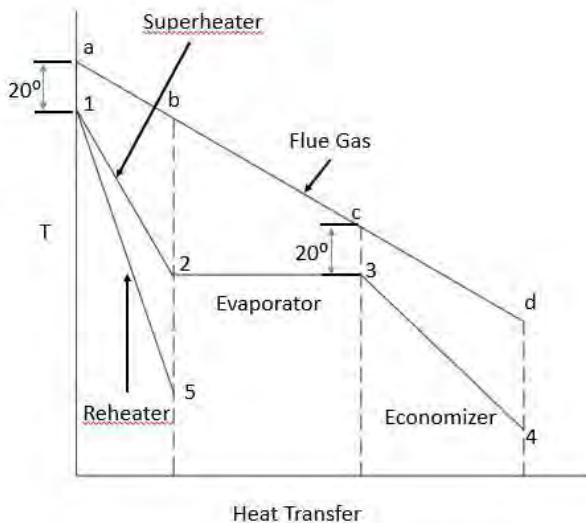
### 3.3 Flowchart perhitungan distribusi temperatur pada *HRSG* dengan menggunakan metode *pinch point*



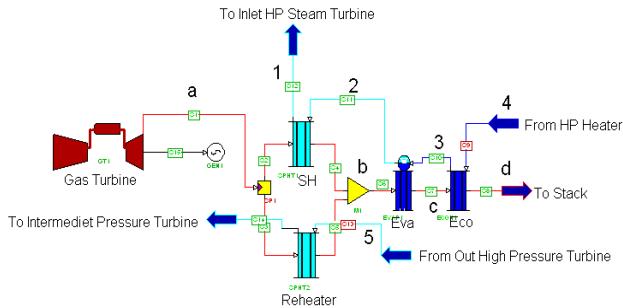


Gambar 3.9 Blok Diagram PLTU & PLTGU pada analisa repowering

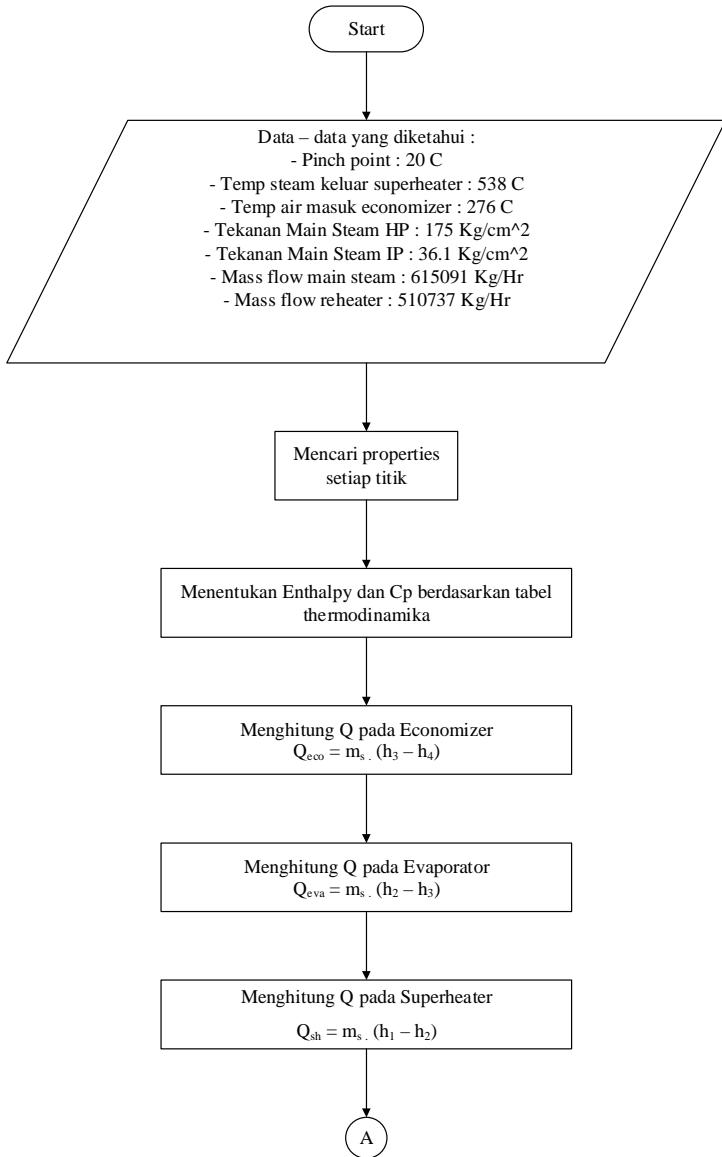
Dari gambar 3.8 diatas, pada skema perancangan HRSG besarnya  $Q_{boiler}$  yang digunakan dalam menggerakkan steam turbine adalah sama dengan besarnya  $Q_{HRSG\ Total}$  yang akan digunakan pada perancangan PLTGU. Dalam menentukan Gas turbin, dilakukan perhitungan dengan *metode pinch point*, sehingga didapatkan  $Q$  yang dibutuhkan steam agar dapat menghasilkan daya sebesar 200 MW. Berikut adalah *flow chart* perhitungan untuk menentukan spesifikasi Gas turbin dan juga formasi HRSG yang akan dirancang.

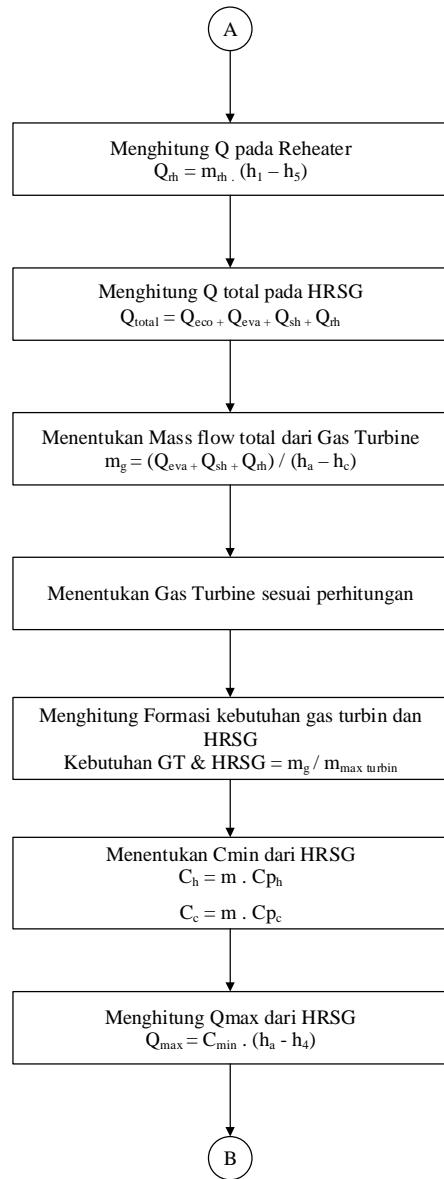


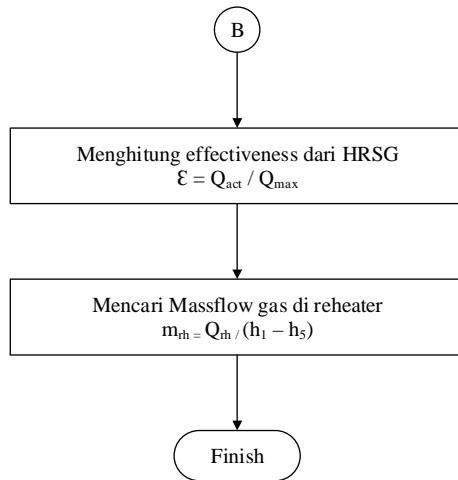
Gambar 3.9 Diagram T-Q untuk perhitungan Distribusi temperatur pada HRSG



Gambar 3.10 Skema *Gas Turbine* dan *HRSG*



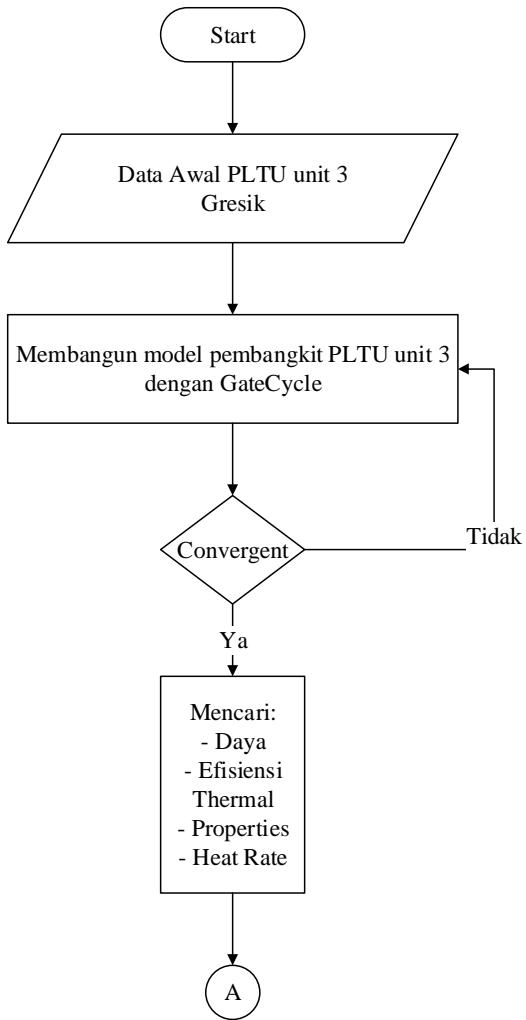


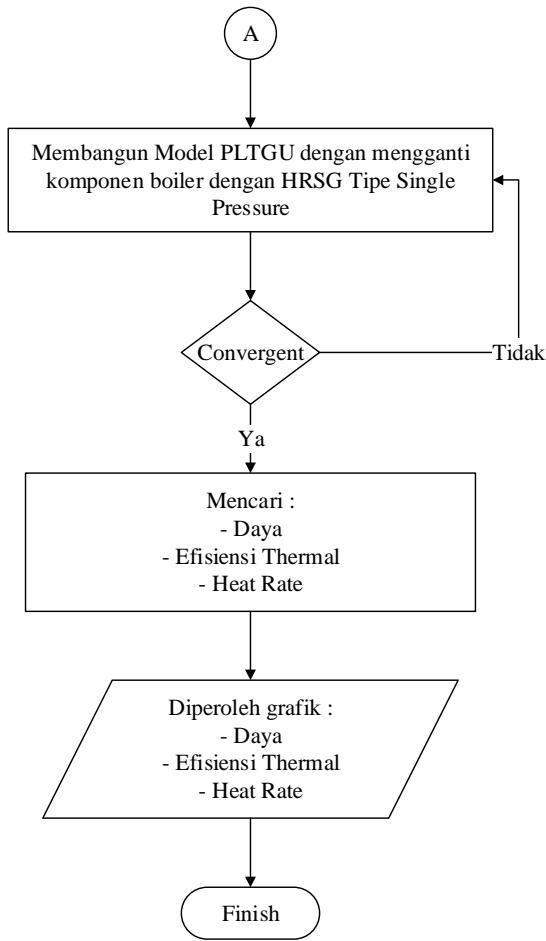


Gambar 3.11 *Flowchart* Perhitungan dengan metode *Pinch Point*

### 3.4 Flowchart permodelan sistem pembangkit dengan menggunakan *gatecycle*

Berikut dibawah ini merupakan *flowchart* dari penelitian repowering PLTU unit 3 yang akan dilakukan.





Gambar 3.12 *Flowchart* penelitian tugas akhir dengan menggunakan *gatecycle*

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Pembangkit PLTU 3 Unit Pembangkit Gresik**

Dalam perancangan PLTGU digunakan data awal dari PLTU unit 3 Gresik. Dimana data tersebut akan menjadi referensi dan inputan dari perhitungan dan juga dari simulasi *gatecycle*. Data PLTU yang digunakan dalam simulasi *gatecycle* adalah sebagai berikut.

##### **1. Spesifikasi *Steam Turbine* :**

- Manufaktur : Toshiba
- Speed (rpm) : 3000
- Jumlah Ekstraksi : 6
- Tekanan main steam : 174.65 Kg/Cm<sup>2</sup> (a)
- Temperatur main steam : 538° C

##### **2. Kondenser**

- Manufaktur : Toshiba Coorporation
- Tekanan : 65 mmHg (a)
- Koefisien Heat transfer : 2883 Kcal/h/m<sup>2</sup>/°C
- Kapasitas air sirkulasi : 21660 m<sup>3</sup>/hr
- Temperatur inlet air sirkulasi : 30 °C
- Temperatur outlet air sirkulasi : 39.89 °C
- Luas perpindahan panas efektif : 10590 m<sup>2</sup>

##### **3. *Circulating water pump***

- Manufaktur : Kubota Ltd.
- Jumlah : 2
- Kapasitas : 11700 m<sup>3</sup>/Hr

- Total Head : 9.5 m

#### 4. Condensate pump

- Manufaktur : Yoshikura Kogyo Co., Ltd.
- Jumlah : 2
- Kapasitas : 440 Ton/Hr
- Total Head : 205 m
- Efisiensi pompa : 79 %

#### 5. Low Pressure Feed Water Heater 1

- Tipe : Horizontal U-tube
- Manufaktur : Toshiba corporation
- Condensing zone : 270 m<sup>2</sup>
- Drain cooling zone : -
- Kecepatan air dalam pipa : 2.1 m/s
- Flow air : 421580 kg/hr
- Koefisien heat transfer CZ : 4149.7 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien heat transfer DCZ : -

#### 6. Low Pressure Feed Water Heater 2

- Tipe : Horizontal U-tube
- Manufaktur : Toshiba corporation
- Condensing zone : 219.7 m<sup>2</sup>
- Drain cooling zone : 40.3 m<sup>2</sup>
- Kecepatan air dalam pipa : 2.1 m/s
- Flow air : 512527 kg/hr
- Koefisien heat transfer CZ : 4649.9 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien heat transfer DCZ : 2062.3 kcal/h/m<sup>2</sup>/C

**7. Low Pressure Feed Water Heater 3**

- Tipe : Horizontal U-tube
- Manufaktur : Toshiba corporation
- *Condensing zone* : 246.4 m<sup>2</sup>
- *Drain cooling zone* : 33.6 m<sup>2</sup>
- Kecepatan air dalam pipa : 2.1 m/s
- Flow air : 512527 kg/hr
- Koefisien *heat transfer* CZ : 4823.7 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien *heat transfer* DCZ: 1946.3 kcal/h/m<sup>2</sup>/C

**8. Low Pressure Feed Water Heater 4**

- Tipe : *Horizontal U-tube*
- Manufaktur : Toshiba corporation
- *Condensing zone* : 209.8 m<sup>2</sup>
- *Drain cooling zone* : 20.2m<sup>2</sup>
- Kecepatan air dalam pipa : 2.1 m/s
- Flow air : 512527 kg/hr
- Koefisien *heat transfer* CZ : 5049 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien *heat transfer* DCZ: 1485.2 kcal/h/m<sup>2</sup>/C

**9. High Pressure Feed Water Heater 6**

- Tipe : *Horizontal U-tube*
- Manufaktur : Toshiba corporation
- *Desuperheater zone* : 71.1 m<sup>2</sup>
- *Condensing zone* : 442 m<sup>2</sup>
- *Drain cooling zone* : 92.7 m<sup>2</sup>
- *Ineffective area* : 4.2 m<sup>2</sup>
- Kecepatan air dalam pipa : 1.9 m/s
- Flow air : 652321 kg/hr
- Koefisien *heat transfer* DSZ: 396.7 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien *heat transfer* CZ : 3500 kcal/h/m<sup>2</sup>/C
- Koefisien *heat transfer* DCZ: 2338.6 kcal/h/m<sup>2</sup>/C

### *10. High Pressure Feed Water Heater 7*

- Tipe : *Horizontal U-tube*
- Manufaktur : Toshiba corporation
- *Desuperheater zone* :  $85.2 \text{ m}^2$
- *Condensing zone* :  $548.4 \text{ m}^2$
- *Drain cooling zone* :  $111.2 \text{ m}^2$
- *Ineffective area* :  $4.2 \text{ m}^2$
- Kecepatan air dalam pipa :  $1.9 \text{ m/s}$
- Flow air :  $652321 \text{ kg/hr}$
- Koefisien *heat transfer* DSZ:  $590.8 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$
- Koefisien *heat transfer* CZ :  $3562 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$
- Koefisien *heat transfer* DCZ:  $2274.5 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$

### *11. High Pressure Feed Water Heater 8*

- Tipe : *Horizontal U-tube*
- Manufaktur : Toshiba corporation
- *Desuperheater zone* :  $87.4 \text{ m}^2$
- *Condensing zone* :  $457.3 \text{ m}^2$
- *Drain cooling zone* :  $71.1 \text{ m}^2$
- *Ineffective area* :  $4.2 \text{ m}^2$
- Kecepatan air dalam pipa :  $1.9 \text{ m/s}$
- Flow air :  $652321 \text{ kg/hr}$
- Koefisien *heat transfer* DSZ:  $671.2 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$
- Koefisien *heat transfer* CZ :  $3610 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$
- Koefisien *heat transfer* DCZ:  $2111.9 \text{ kcal/h/m}^2/\text{C}$

### *12. Deaerator*

- Tipe : *Cylindrical, spray and tray type*
- Manufaktur : Toshiba Corporation
- Design quantity :  $512.5 \text{ Ton/Hr}$
- Oxygen content :  $0.005 \text{ cc/l}$
- Tekanan *design* :  $9.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$
- Temperatur *design* :  $183 \text{ C}$

### *13. Boiler feed pump*

- Tipe : *Horizontal, multi stage centrifugal*
- Manufaktur : Ebara corporation
- Jumlah : 3
- Kapasitas : 365 Ton/Hr
- *Total head* : 188.5 Kg/cm<sup>2</sup> g
- *Discharge head* : 202.5 Kg/cm<sup>2</sup>g
- *Temperatur feed water* : 176 C
- *Minimum flow* : 110 Ton/Hr
- Efisiensi pompa : 80 %
- *Speed* : 7250 rpm

### *14. Boiler*

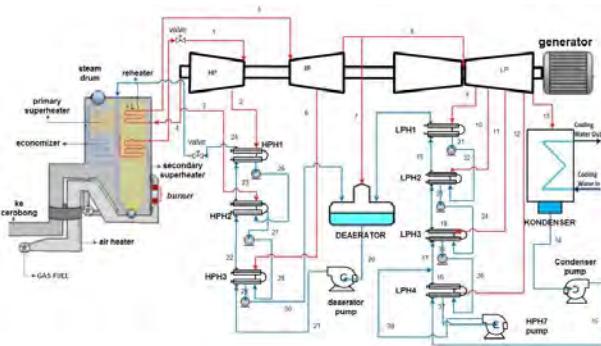
- Tipe : *IHI – FW SR – Box Type*
- Manufaktur : Ishikawajima – Harima Heavy
- Jumlah : 1
- *Steam generation* : 643000 Kg/Hr
- *Design Pressure* : 199 Kg/Cm<sup>2</sup>g
- *Design temperature SH outlet* : 541 C
- *Design temperature RH outlet* : 541 C
- *Total effective heating surface* : 65264 m<sup>2</sup>

## **4.2 Permodelan *Gatecycle* PLTU 3 Gresik**

Permodelan *gatecycle* PLTU 3 diperlukan sebagai data referensi dalam merancang PLTGU, permodelan ini dirancang berdasarkan data awal PLTU unit 3. Skema pembangkit yang dibangun dibuat berdasarkan data *heat balance* dan dibuat skema nya agar memudahkan dalam memodelkan di *gatecycle*.

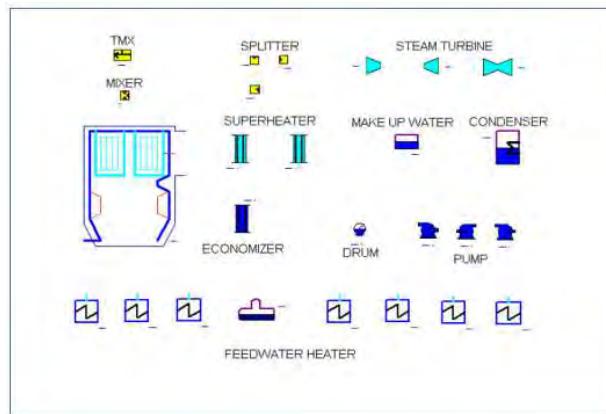
Skema pembangkit yang dibangun pada *gate cycle* berdasarkan pada skema pada gambar 4.1 dibawah yaitu pada

*boiler* dengan komponen – komponen pendukung seperti *economizer*, 2 *superheater*, *reheater*, dan *steam drum*. Kemudian pada turbin terdapat 3 tahapan tingkat tekanan turbin, yaitu turbin tekanan tinggi, turbin tekanan menengah, dan turbin tekanan rendah. Pada *heater* terdapat 3 *low feed water heater*, 3 *high pressure feed water heater*, dan sebuah *deaerator*. Dan komponen lain seperti kondenser, pompa kondensat, dan pompa *boiler*.



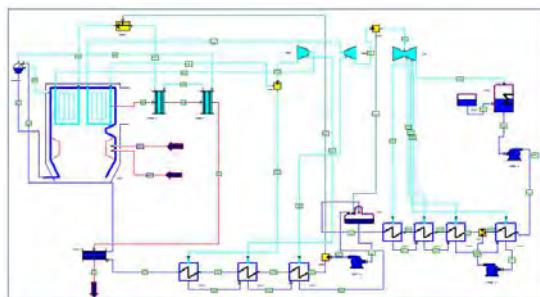
Gambar 4.1 Skema PLTU 3 berdasarkan *Heat balance*

Pada gambar 4.2 dibawah adalah komponen – komponen pembangkit pada *gatecycle* yang diperlukan dalam permodelan *gatecycle*. Jumlah peralatan pada komponen *gatecycle* di sesuaikan dengan keadaan PLTU 3 Gresik. Setelah semua komponen terhubungkan, properties dan spesifikasi dimasukkan sesuai dengan data *heat balance* dan data spesifikasi pltu 3. Data yang diinputkan ke dalam *gatecycle* dapat dilihat pada lampiran 1,



Gambar 4.2 Komponen – komponen PLTU 3 pada *gatecycle*

Pada gambar 4.3 dibawah adalah gambar *gatecycle* yang sudah terhubungkan, setelah semua properties dan spesifikasi alat dimasukan, sistem pembangkit harus dijalankan (*running*) untuk memastikan bahwa semua *properties* dan *modelling* pembangkit adalah benar dan sesuai dengan kondisi nyata PLTU 3. Hasil *gatecycle* yang sudah *konvergen*, setelah itu dibandingkan dengan *heat balance diagram*, dan dapat dinyatakan valid bila sudah sesuai dengan *heat balance diagram*.

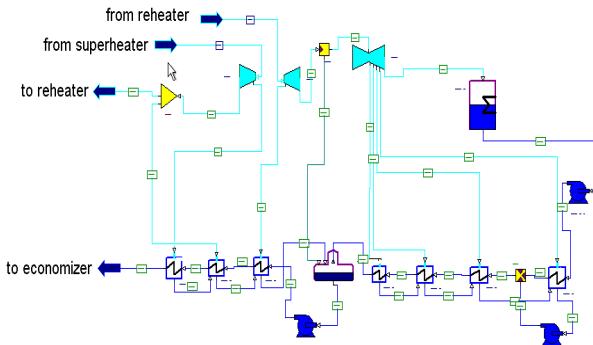


Gambar 4.3 Sistem PLTU 3 pada *gatecycle*

Dari hasil permodelan *gate cycle* pltu 3 gresik didapatkan efisiensi siklus sebesar 40.12%, *net power plant* sebesar 199.36 MW, dan *heat rate* sebesar 2143.24 kcal/kW-Hr. Permodelan model PLTU diatas, nantinya akan menjadi data referensi dalam mendesain PLTGU.

#### 4.3 Permodelan *Gatecycle – Repowering* PLTU 3 menjadi PLTGU

Dalam membuat permodelan PLTGU dari PLTU 3 Gresik, mula – mula *boiler* dari PLTU 3 dihilangkan, dengan tetap mempertahankan komponen – komponen utamanya seperti *HP steam turbine*, *IP steam turbine*, *LP steam turbine*, *condenser*, pompa, *Low pressure feed water heater*, *High pressure feed water heater*, dan *deaerator*. Setelah boiler dihilangkan, maka skema permodelan akan menjadi seperti berikut,



Gambar 4.4 Permodelan PLTU 3 setelah *boiler* dihilangkan

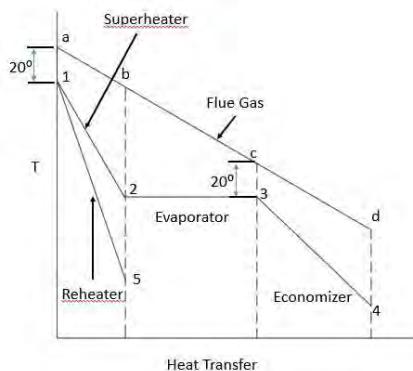
Setelah itu ditambahkan komponen Gas Turbin dan HRSG, dimana gas buang dari gas turbin akan dimanfaatkan dalam proses pemanasan air yang akan dirubah menjadi steam, pada analisa ini *properties steam* masuk pada *High pressure steam turbine* adalah tetap dipertahankan sesuai data referensi PLTU 3 (*Mass flow, pressure, dan temperature*), sehingga perlu dilakukan

perhitungan HRSG untuk menentukan spesifikasi Gas Turbin dan juga formasi yang akan diberikan pada sistem PLTGU.

#### 4.4 Perhitungan untuk menentukan spesifikasi gas turbin dan formasi *HRSG*

Perhitungan ini dilakukan sebagai pendekatan dalam menentukan spesifikasi gas turbin dan formasi HRSG agar daya yang dihasilkan PLTU setelah *repowering* adalah sebesar 200 MW. Pada proses *repowering* ini HRSG yang digunakan adalah tipe *single pressure* HRSG dengan pemanas ulang (*reheater*).

Temperatur gas buang turbin disesuaikan dengan temperatur yang dibutuhkan *steam* untuk menghasilkan daya 200 MW. Penentuan temperatur ini dilakukan dengan metode *pinch point*, dimana metode *pinch point* adalah perbedaan temperatur terkecil antara dua fluida yang mengalir (a – 1), yaitu aliran gas dan aliran uap, pada perhitungan HRSG ini diambil besarnya *pinch point* sebesar 20 °C.



Gambar 4.5 Diagram Temperatur – Heat transfer

Properties yang diketahui :

1. *Massflow steam* =  $\dot{m}_s$  = 615091 Kg/Hr = 170,86 Kg/s
2. *Massflow reheater* =  $\dot{m}_{rh}$  = 510737 Kg/Hr = 141,87 Kg/s
3. Keadaan titik 1 :
  - o *Superheat*
  - o Temperatur 1 =  $T_1 = 538 \text{ } ^\circ\text{C}$
  - o *Enthalpy* 1 =  $h_1 = 3394.898 \text{ KJ/kg}$
  - o Tekanan kerja = 174,65 Kg/cm<sup>2</sup>
4. Keadaan titik 2 :
  - o *Saturated Vapor*
  - o Temperatur 2 =  $T_2 = 352,87 \text{ } ^\circ\text{C}$
  - o *Enthalpy* 2 =  $h_2 = 2543,39 \text{ KJ/kg}$
  - o Tekanan kerja = 174,65 Kg/cm<sup>2</sup>
5. Keadaan titik 3 :
  - o *Saturated Liquid*
  - o Temperatur 3 =  $T_3 = 352,87 \text{ } ^\circ\text{C}$
  - o *Enthalpy* 3 =  $h_3 = 1694,47 \text{ KJ/kg}$
  - o Tekanan kerja = 174,65 Kg/cm<sup>2</sup>
6. Keadaan titik 4 :
  - o *Subcooled*
  - o Temperatur 4 =  $T_4 = 276 \text{ } ^\circ\text{C}$
  - o *Enthalpy* 4 =  $h_4 = 1210,431 \text{ KJ/kg}$
  - o Tekanan kerja = 174,65 Kg/cm<sup>2</sup>

7. Keadaan titik 5 :

- *Superheat*
- Temperatur 5 =  $T_5 = 313,83 \text{ } ^\circ\text{C}$
- *Enthalpy* 5 =  $h_5 = 3024,195 \text{ KJ/kg}$
- Tekanan kerja = 31,6 Kg/cm<sup>2</sup>

8. Keadaan titik 1' :

- *Superheat*
- Temperatur 1' =  $T_{1'} = 538 \text{ } ^\circ\text{C}$
- *Enthalpy* 1' =  $h_{1'} = 3537,99 \text{ KJ/kg}$
- Tekanan kerja = 31,6 Kg/cm<sup>2</sup>

Dengan menggunakan kesetimbangan energi, dapat dihitung Q dari masing – masing komponen HRSG (*superheater, evaporator, economizer, dan reheater*),yaitu :

1. Q pada *Economizer*.

$$\begin{aligned} Q_{\text{eco}} &= \dot{m}_s.(h_3-h_4) \\ &= 170,86 \text{ Kg/s.}(1697,22 - 1212,16) \text{ KJ/kg} \\ &= 82702 \text{ KW} \end{aligned}$$

2. Q pada *Evaporator*.

$$\begin{aligned} Q_{\text{eva}} &= \dot{m}_s.(h_2-h_3) \\ &= 170,86 \text{ Kg/s.}(2543,4 - 1697,22) \text{ KJ/kg} \\ &= 145045 \text{ KW} \end{aligned}$$

3. Q pada *Superheater*.

$$\begin{aligned}
 Q_{sh} &= \dot{m}_s(h_1 - h_2) \\
 &= 170,86 \text{ Kg/s.}(3394,9 - 2543,4) \text{ KJ/kg} \\
 &= 145487 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

4. Q pada *Reheater*.

$$\begin{aligned}
 Q_{rh} &= \dot{m}_{rh}(h_1 - h_5) \\
 &= 141,87 \text{ Kg/s.}(3538 - 3024,2) \text{ KJ/kg} \\
 &= 72893 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

Dengan metode *pinch point*, dapat ditentukan temperatur gas buang turbin (titik a,  $T_a$ ) dan temperatur di titik c ( $T_c$ ) yang selanjutnya akan digunakan dalam menghitung *mass flow* gas yang dibutuhkan.

$$\begin{aligned}
 \text{a. } T_a &= T_1 + \textit{Pinch point} \\
 &= 538 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 &= 558 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \text{b. } T_c &= T_3 + \textit{Pinch point} \\
 &= 354,51 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 &= 374,51 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan dengan metode *pinch point* diatas, maka dipilih turbin gas dengan temperatur gas buang diatas  $558 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Berdasarkan perhitungan penulis memilih Gas turbin dengan spesifikasi berikut :

- Manufaktur : Mitsubishi
- Seri : 701F
- *Combustor temperature* :  $1485,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur gas buang :  $590 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Daya : 259 MW

- *Massflow rate max* : 2289600 Kg/Hr  
 : 636 Kg/s

Selanjutnya gas turbin dengan spesifikasi diatas dirunning dengan bahan bakar natural gas dengan spesifikasi yang dicantumkan pada lampiran 3. Dari hasil *runningan* tersebut didapatkan :

Tabel 4.1 Data hasil pembakaran

Flue gas		
O2	0.1245	12.45%
CO2	0.0387	3.87%
N2	0.7443	74.43%
Ar	0.0089	0.89%
H2O	0.0836	8.36%
		100.00%

Nilai *enthalpy* dari gas buang bisa didapatkan dari perhitungan, dan juga bisa didapatkan dari kalkulator gas buang di [www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html](http://www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html) dengan menginput nilai temperatur dan juga komposisi *flue gas*.

1. Keadaan titik a
  - Temperature : 558 °C
  - *Enthalpy* : 602,27 KJ/Kg
2. Keadaan titik c
  - Temperature : 372.87 °C
  - *Enthalpy* : 389,05 KJ/Kg

Setelah *enthalpy* pada keadaan titik a dan titik c diketahui, *massflow rate* gas total yang dibutuhkan HRSG dapat dihitung, berdasarkan  $Q_{sh}$ ,  $Q_{eva}$ , dan  $Q_{rh}$ .

- $Q_{sh} + Q_{eva} + Q_{rh} = \dot{m}_{gas} \cdot (h_a - h_c)$   
 $(145487 + 145045 + 72893) \text{ KW} = \dot{m}_{gas} \cdot (602.27 - 389.05) \text{ KJ/Kg}$   
 $\dot{m}_{gas \ tot} = 1704,449 \text{ Kg/s} = 6136016,4 \text{ Kg/Hr}$

Dari spesifikasi turbin gas yang dipilih, *mass flow rate maximum* yang dapat dihasilkan adalah sebesar 2289600 Kg/Hr, maka jumlah gas turbin yang harus tersedia adalah,

- $\dot{m}_{gas \ tot} / \dot{m}_{gt \ max} = \frac{6136016,4 \text{ Kg/Hr}}{2289600 \text{ Kg/Hr}}$   
 $= 2.63 \approx 3 \text{ gas turbine}$

Mencari temperatur di titik b berdasarkan  $Q_{eva}$ ,

- $Q_{eva} = \dot{m}_{gas \ tot} \cdot (h_b - h_c)$   
 $145045 \text{ KW} = 1704.449 \text{ Kg/s} \cdot (h_b - 389.05) \text{ KJ/kg}$   
 $h_b = 474.15 \text{ KJ/kg}$   
 $T_b = 433.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Mencari temperature di titik d berdasarkan  $Q_{eco}$

- $Q_{eco} = \dot{m}_{gas \ tot} \cdot (h_c - h_d)$   
 $82702 \text{ KW} = 1704.449 \text{ Kg/s} \cdot (389.95 - h_d)$   
 $h_d = 340.53 \text{ KJ/kg}$   
 $T_d = 315.49 \text{ }^{\circ}\text{C}$

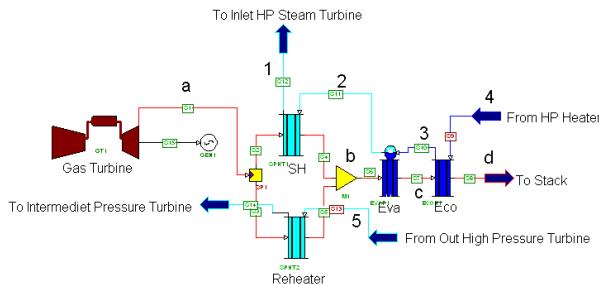
Mencari *massflow rate* gas ( $\dot{m}_{gas \ rh}$ ) memasuki *reheater*,

- $Q_{rh1} = Q_{rh}/3 = 72893 \text{ KW}/3 = 24297.67 \text{ KW}$

- $Q_{rh1} = \dot{m}_{gas\ rh.} (h_a - h_b)$
- $24297.67\ KW = \dot{m}_{gas\ rh.} (602.27 - 474.15)\text{KJ/kg}$
- $\dot{m}_{gas\ rh.} = 189.65\ Kg/s = 682731.9\ Kg/Hr$

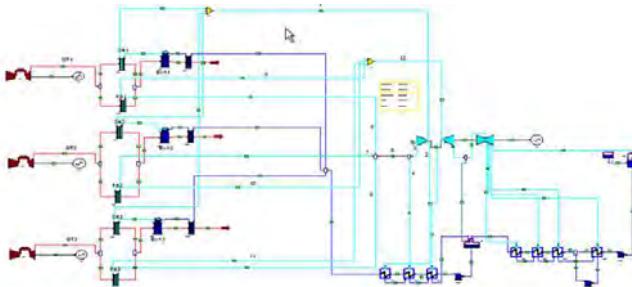
#### 4.5 Permodelan Gas Turbin dan HRSG pada *Gatecycle*

Setelah dilakukan perhitungan dalam mencari spesifikasi turbin gas, dan distribusi temperatur pada tiap titik HRSG, selanjutnya data – data yang sudah dihitung di inputkan ke dalam permodelan *gatecycle*. Dalam membuat permodelan PLTGU maka perlu ditambahkan komponen turbin gas, dan HRSG pada permodelan PLTU 3 sebelumnya. Permodelan gas turbin dan HRSG dapat dilihat pada gambar 4.6 dibawah.



Gambar 4.6 Permodelan Gas Turbin dan HRSG pada *Gatecycle*

Berdasarkan hasil perhitungan, diperlukan 3 gas turbin dan 3 HRSG, sehingga formasi PLTGU pada analisa *repowering* ini adalah 3 – 3 – 1. Pada gambar 4.7 dibawah adalah permodelan PLTGU pada *gatecycle* dengan formasi 3 – 3 – 1.



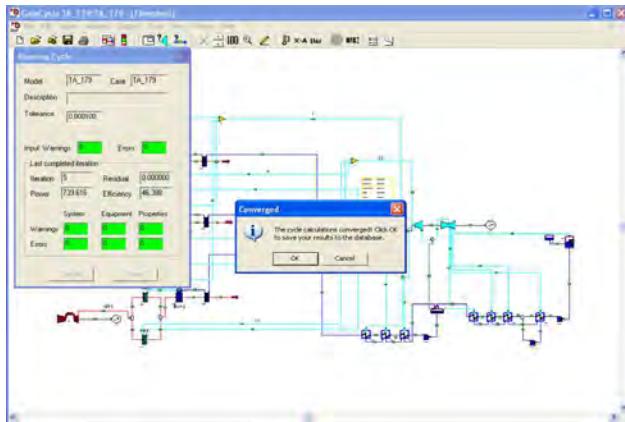
Gambar 4.7 Permodelan PLTGU dengan formasi 3 – 3 – 1

Setelah dilakukan permodelan, langkah selanjutnya adalah menginputkan data ke dalam gas turbin dan HRSG, pada tabel 4.2 dibawah adalah data – data yang diinputkan ke dalam *gate cycle*. Pada gas turbin dilakukan pemilihan spesifikasi berdasarkan *data library* yang ada pada *gatecycle*.

Tabel 4.2 *Data Input* Gas Turbine dan HRSG

No.	Nama komponen	Data input	Nilai	Satuan
1	Gas Turbine	Exhaust temperature	558	C
2		Fuel	System gas fuel	
3	Economizer	Water outlet temperature	352.87	C
4	Evaporator	Steam production	205030	Kg/Hr
5	Superheater	Approach temperature	20	C
6	Reheater	Approach temperature	20	C

Setelah data diinputkan, maka permodelan *gatecycle* selanjutnya di *running*, setelah permodelan *convergent*, maka nilai daya, efisiensi, *heat rate*, *fuel massflow* akan diketahui.



Gambar 4.8 Permodelan PLTGU yang sudah *convergent*

## 4.6 Analisa dan Pembahasan

### 4.6.1 Perbandingan sistem PLTU dengan sistem PLTGU

Perbandingan sistem PLTU (aktual dan design) dengan sistem PLTGU dapat dilihat pada tabel 4.3 dibawah,

Tabel 4.3 Perbandingan PLTU aktual, design, dan PLTGU

Performa	Efisiensi		Net Power MW	Heat rate kcal/kW-hr	Kebutuhan bahan bakar	
	%	MMSCFD			kg/hr	kg/hr
PLTU aktual	34.75	179	2350.28	31745.2	34.79	
PLTU design (GC)	40.12	199.36	2143.24	39754	43.57	
PLTGU design (GC)	46.38	739.54	1853.6	126968	139.14	

### 4.6.2 Analisa efisiensi dan *nett power*

Dari tabel 4.3 menunjukkan bahwa penerapan *repowering* dapat meningkatkan efisiensi sebesar 6,27 % dari efisiensi design dan kenaikan efisiensi sebesar 12,14% dari PLTU aktual.

Kenaikan efisiensi terjadi karena PLTGU memanfaatkan gas buang dari turbin gas yang temperaturnya masih relatif tinggi

yaitu 558 °C dimanfaatkan untuk memanaskan *feed water* saat memasuki HRSG, *properties steam* setelah melewati HRSG adalah sama dengan properties PLTU 3, sehingga daya 200MW dapat tercapai.

Untuk menghitung efisiensi PLTG dari persamaan  $\eta = \frac{\dot{W}_{gas}}{\dot{Q}_{in}}$  dimana  $\dot{W}_{gas}$  adalah daya netto dari turbin gas, dan  $\dot{Q}_{in}$  adalah energi yang diinputkan ke dalam PLTG. Dengan pemanfaatan gas buang dari PLTG, akan dihasilkan daya tambahan dari *steam turbin*  $\dot{W}_{vap}$ , sehingga persamaannya menjadi

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}}$$

Dari hasil simulasi PLTGU, diperoleh  $\dot{W}_{gas} = 541.83$  MW, sehingga masing – masing turbin gas menghasilkan daya sebesar  $\dot{W}_{gas}/3 = 180.61$  MW. Besar daya yang dihasilkan oleh  $\dot{W}_{vap}$  dengan memanfaatkan gas buang dari gas turbin adalah sebesar 197.71 MW. Terdapat kenaikan sebesar 197.71 MW dari steam turbin, sesuai dengan teori diatas, bila energi yang diinputkan tetap ( $\dot{Q}_{in}$ ) dan produksi daya netto bertambah, maka nilai efisiensi dapat meningkat.

#### 4.6.3 Analisa *Heat Rate*

Dari tabel 4.3 dapat dilihat penurunan *heat rate* dari PLTU ke PLTGU. Pada PLTU design didapatkan *heat rate* sebesar 2143,24 kcal/kW-hr. Setelah dilakukan repowering terdapat penurunan *heat rate* sebesar 289,64 kcal/kW-hr. Dari tabel juga didapatkan kenaikan *heat rate* dari PLTU design ke PLTU aktual.

*Heat rate* merupakan jumlah pasokan energi yang diperlukan untuk menghasilkan listrik sebesar 1 kW-hr. Dengan demikian, jika nilai *heat rate* semakin besar, maka kinerja suatu *power plant* semakin tidak efisien. Sebaliknya, semakin kecil nilai *heat rate* maka kinerja power plant akan semakin baik. *Heat*

*rate* merupakan rasio antara energi input dengan *net power* yang dihasilkan.

$$Heat\ rate = \frac{\dot{m}_{bb} \cdot LHV}{Net\ power}$$

Dari hasil simulasi, *heat rate* setiap gas turbin *open/single cycle* adalah sebesar 2530 kcal/kW-hr. Setelah dilakukan repowering menjadi PLTGU *heat rate* menurun menjadi 1853,6 kcal/kW-hr. Hal ini terjadi karena pada saat beroprasi secara *combine cycle*, jumlah *net power* yang dihasilkan meningkat sehingga terjadi penambahan daya netto pada sistem pembangkit. Jadi hasil simulasi PLTGU sesuai dengan teori, karena nilai heat rate menurun dibandingkan dengan sistem PLTU maupun PLTG saat beroprasi secara *single cycle*.

#### 4.6.3 Analisa bahan bakar

Untuk meningkatkan nilai efisiensi dari 40,12 % menjadi 46,38% terjadi penambahan pasokan gas mencapai 3.19 kali lipat. Sebelumnya untuk memproduksi energi listrik sebesar 200 MW hanya dibutuhkan pasokan bahan bakar sebesar 43,57 MMSCFD, setelah repowering dilakukan pasokan bahan bakar naik sebesar 139.14 MMSCFD. Bahan bakar sebesar 139.14 MMSCFD digunakan untuk mengoperasi kan 3 turbin gas. Sehingga masing – masing turbin gas membutuhkan bahan bakar sebesar 46.38 MMSCFD.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut,

1. *Power plant* hasil *repowering* menggunakan formasi 3-3-1, yaitu terdiri dari 3 gas turbin, 3 HRSG, dan 1 turbin uap
2. HRSG (*heat recovery steam generator*) yang direncanakan adalah tipe *single pressure*. Temperatur masuk HRSG adalah 558 °C, dan temperatur stack sebesar 320,68 °C dengan *massflow* gas sebesar 557.83 Kg/s (per Gas turbine).
3. Kondisi temperatur gas buang pada setiap titik bagian HRSG adalah sebagai berikut,
  - a. T masuk *superheater* : 558 °C
  - b. T masuk *evaporator*: 444.43 °C
  - c. T masuk *economizer* : 367.2 °C
  - d. T keluar *economizer* : 320.68 °C
4. Efisiensi siklus meningkat sebesar 6,27% dari PLTU *design*, dan 12,14% dari PLTU aktual.
5. *Net power plant* mengalami kenaikan sebesar 541.83 MW terhadap PLTU *design*, yaitu dari 197.71 MW menjadi 739.54 MW. Sisi PLTG menghasilkan net power sebesar 541.83 MW, dan sisi PLTU menghasilkan 197.71 MW.
6. Nilai *heat rate* mengalami penurunan dari 2143,24 kcal/kW-hr pada PLTU *design* menjadi 1853,6 kcal/kW-hr pada PLTGU hasil *repowering*.

## 5.2 Saran

Saran yang bisa diberikan untuk kemajuan penelitian lebih lanjut adalah sebagai berikut :

1. Melakukan *repowering* dengan menghilangkan *feedwater heater*, sehingga fluida kerja yang masuk ke HRSG adalah *condensate water* keluaran dari kondenser yang masih bertemperatur rendah, sehingga pemanfaatan gas buang dapat bisa digunakan lebih maksimal.
2. Menggunakan data akual dilapangan sebagai referensi dalam menginputkan di *gatecycle* agar didapatkan hasil yang lebih *realistik*.
3. Melakukan *repowering* dengan HRSG tingkat tekanan yang lebih banyak (HRSG *multiple pressure*) sehingga efisiensi dapat lebih ditingkatkan.
4. Melakukan *repowering* dengan mempertimbangkan luas lahan, sehingga *project* dapat diaplikasikan secara lebih *realistik*.

## **DAFTAR PUSTAKA**

- Arici, Oner. 2003. **Design and Simulation Thermal Systems.** McGraw-Hill.
- Burlian, F., dan Ghafara, A. 2013. "Perancangan Ulang Heat Recovery Steam Generator Dengan Sistem Dual Pressure Melalui Pemanfaatan Gas Buang Sebuah Turbin Gas Berdaya 160 MW". **Sriwijaya University. Indonesia.**
- Havianto, J. 2013. **Bedah Inefisiensi Pembangkit Listrik,** <URL:<http://jonny-havianto.blogspot.com/2013/01/bedah-inefisiensi-pembangkit-listrik.html>>.
- Kehlhofer, Rolf. 1997. **Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Powet Plants.** Oklahoma: PennWell Publishing Company.
- Mehraban, K.M., Rohani, V., Mehrpanahi, A., dan Naserabad, S.N. 2014. "Using Two Types Of Heat Recovery Steam Generator For Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method". **Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.**
- Moran, J. 2004. **Termodinamika Teknik Edisi 4.** Jakarta: Erlangga.
- Stoll, H.G., Smith, R.W., Tomlinson, L.O. 1994. "Performance and Economic Considerations of Repowering Steam Power Plants". **GE Power Systems.**
- Sonoda, T., Kato, M., Iwasaki, Y., Hashi, T., Komori, T., Kitauchi, Y., Akizuki, W., Kunihiro, A. 2004. "Development of M701F Gas Turbine for Integrated VR

Gasification Combined Cycle Plants". **Mitsubishi Heavy Industries, Ltd, Japan**

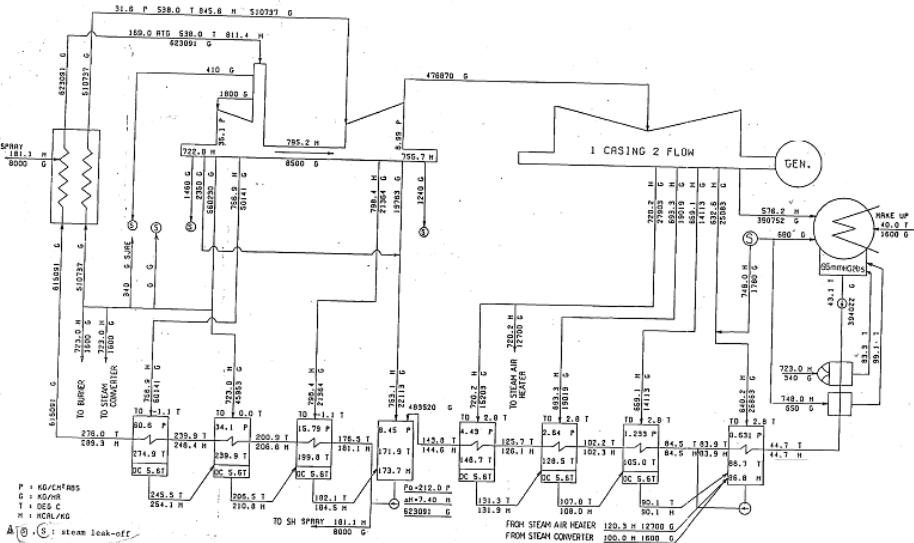
\_\_\_\_\_. 2005. Gate Cycle™ Getting Started & Installation Guide. **The General Electric Company.**

\_\_\_\_\_. 2012. Prinsip Kerja PLTGU. **Pusdiklat PT PLN (Persero).**

\_\_\_\_\_. 2013. Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik 2015-2024. **PT PLN (Persero).**

Point	Data Heat Balance				Data GateCycle				Error		
	Temperature C	Enthalpy (kJ/kg)	Massflow (kg/hr)	Pressure (kg/cm²)	Temperature C	Enthalpy (kcal/kg)	Massflow (kg/hr)	Pressure (kg/cm²)	Temperature	Enthalpy	Massflow
1	43.1	43.14	394022	0.09	42.84	42.83	417359.25	0.09	0.60%	0.72%	5.59%
2	44.7	44.9	394022	8.45	42.9	43.06	417359.25	8.45	4.03%	4.10%	5.59%
3	86.7	86.8	75198	0.631	48.5	48.49	81160.57	0.63	44.06%	44.14%	7.35%
4	83.9	83.9	394022	8.45	83.95	84.1	417359.25	8.45	0.06%	0.24%	5.59%
5	48.56	48.71	81160.57	8.45	48.56	48.71	81160.57	8.45	0.00%	0.00%	0.00%
6	84.5	84.5	469220	8.45	78.2	78.34	498519.81	8.45	7.46%	7.29%	5.88%
7	102.2	102.3	469220	8.45	102.23	102.47	498519.81	8.45	0.03%	0.17%	5.88%
8	125.7	126.1	469220	8.45	125.79	126.29	498519.81	8.45	0.07%	0.15%	5.88%
9	143.8	144.6	469220	8.45	143.82	144.69	498519.81	8.45	0.01%	0.06%	5.88%
10	171.9	173.7	615091	8.45	171.88	173.73	636963	8.45	0.01%	0.02%	3.43%
11	176.5	181.1	615091	175.64	174.76	178.87	636963	175.64	0.99%	1.23%	3.43%
12	200.9	206.6	615091	175.64	197.02	202.07	636963	175.64	1.93%	2.19%	3.43%
13	239.9	246.4	615091	175.64	238.81	247.01	636963	175.64	0.45%	0.25%	3.43%
14	276	289.3	615091	175.64	272.15	284.95	636963	175.64	1.39%	1.50%	3.43%
15	538	811.4	615091	175.64	538	809.92	636963	175.64	0.00%	0.18%	3.43%
16	395.17	756.9	50141	60.6	395.21	756.9	48436	60.6	0.01%	0.00%	3.40%
17	316.89	722.8	564950	35.1	317.21	722.8	588526.06	35.1	0.10%	0.00%	4.01%
18	313.35	723	54213	31.6	317.21	722.8	51651.93	35.1	1.22%	0.03%	4.72%
19	313.35	723	510737	31.6	317.21	722.8	539763.19	35.1	1.22%	0.03%	5.38%
20	538	845.6	510737	31.6	538	844.76	539763.19	35.1	0.00%	0.10%	5.38%
21	350.63	755.7	496633	8.99	353.47	756.7	519229.84	8.99	0.80%	0.13%	4.35%
22	350.63	755.7	19763	8.99	353.47	756.7	51609.87	8.99	0.80%	0.13%	61.71%
23	350.63	755.7	476870	8.99	353.47	756.7	467619.97	8.99	0.80%	0.13%	1.94%
24	274.25	720.2	15203	4.43	275.19	720.2	15853.87	4.43	0.34%	0.00%	4.11%
25	215.94	693.3	19019	2.54	217.21	693.3	19976.68	2.64	0.58%	0.00%	4.79%
26	141.34	659.1	14113	1.233	142.41	659.1	19749.12	1.23	0.75%	0.00%	28.54%
27	98.87	640.2	26863	0.631	99.66	640.2	26113.8	0.63	0.79%	0.00%	2.79%
28	43.4	576.2	390752	0.09	43.07	576.2	385929.19	0.09	0.76%	0.00%	1.23%
29	245.5	254.1	60141	60.6	244.41	252.9	48697.36	60.6	0.44%	0.47%	19.03%
30	206.5	210.8	104354	34.1	202.62	206.59	100626.97	35.1	1.88%	2.00%	3.57%
31	182.1	184.5	125718	15.79	180.36	182.71	121162.91	15.79	0.96%	0.97%	3.62%
32	131.3	131.9	15203	4.43	131.39	131.92	15853.87	4.43	0.07%	0.02%	4.11%
33	107.8	108	34222	2.54	107.83	108.01	35830.14	2.64	0.03%	0.01%	4.49%
34	90.1	90.1	48335	1.233	83.79	83.81	55578.95	1.23	7.00%	6.98%	13.03%

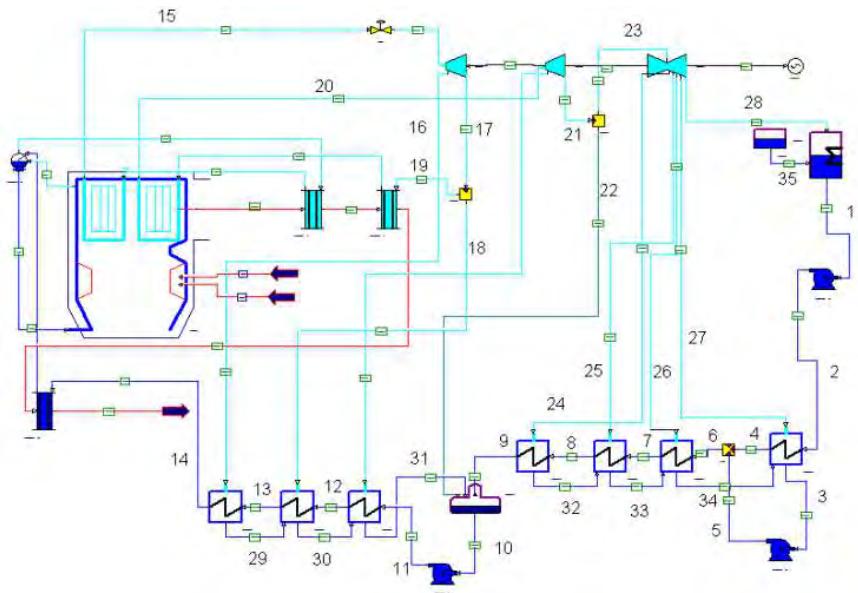
Lampiran 1. Perbandingan Data *Heat Balance* dengan Hasil *Gatecycle*



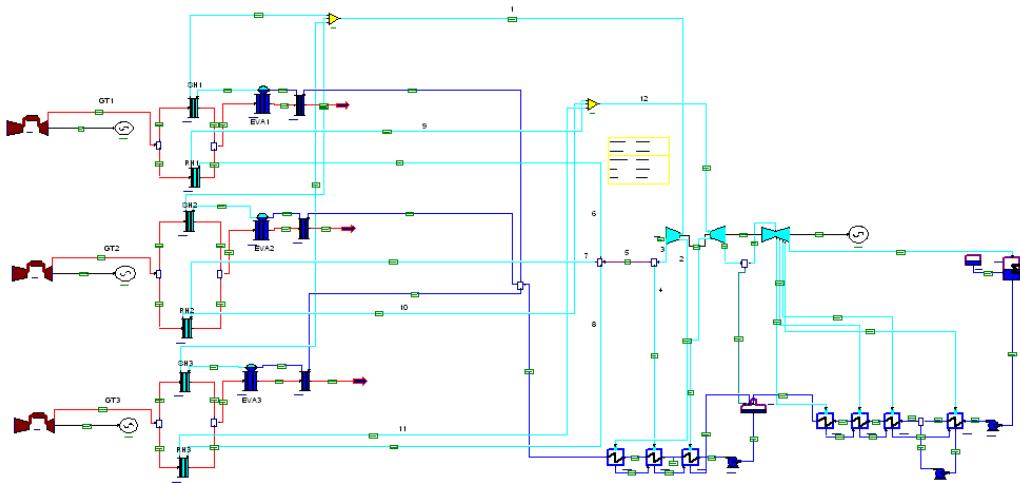
Lampiran 2. Data *Heat balance* PLTU 3 UP Gresik

Perbandingan data HRSG											
Point	Data Perhitungan				Data Gatecycle				Error		
	Temperatur C	Enthalpy kJ/kg	Massflow kg/hr	Massflow kg/s	Temperatur C	Enthalpy kJ/kg	Massflow kg/hr	Massflow kg/s	Temperature	Enthalpy	Massflow
1	538	3394.89	205030.3	56.95286111	538	3389.79312	205031	56.95305556	0.00%	0.15%	0.00%
2	352.87	2543.39	205030.3	56.95286111	352.87	2545.3364	205031	56.95305556	0.00%	0.08%	0.00%
3	352.87	1694.47	205030.3	56.95286111	352.87	1696.06808	205031	56.95305556	0.00%	0.09%	0.00%
4	276	1210.431	205030.3	56.95286111	272.13	1192.14712	205031	56.95305556	1.40%	1.51%	0.00%
5	313.78	3024.195	170245.67	47.29046389	313.38	3024.1952	172973.42	48.04817222	0.13%	0.00%	1.58%
1'	538	3537.99	170245.67	47.29046389	538	3537.86488	172973.42	48.04817222	0.00%	0.00%	1.58%
a	558	602.27	2045339	568.1497222	558	599.73456	2008200	557.8333333	0.00%	0.42%	1.82%
b	433.4	474.15	2045339	568.1497222	444.43	467.9804	2008200	557.8333333	2.48%	1.30%	1.82%
c	372.87	389.05	2045339	568.1497222	367.2	380.40928	2008200	557.8333333	1.52%	2.22%	1.82%
d	315.49	340.53	2045339	568.1497222	320.68	328.444	2008200	557.8333333	1.62%	3.55%	1.82%

Lampiran 3. Perbandingan Hasil *Perhitungan HRSG* dengan Hasil *Gatecycle*



Lampiran 4. Permodelan PLTU 3 UP Gresik pada *software Gatecycle*



Lampiran 5. Permodelan PLTGU pada *software Gatecycle*

**Condenser**

File Report Help Steam

ID: CND1 Description: Condenser

Method:

Desired Pressure: 0.000368 kg/cm<sup>2</sup>

Design Cooling Water Method:

Input Cooling Water Data Cooling

Design Heat Transfer Coefficient U Method:

User Input Values for U: 2883.0 kcal/hr-m<sup>2</sup>-C

Cooling Water Pressure Drop:

No Pressure Drop Flows...

HEI 9 Inputs Tolerances  
Other Inputs

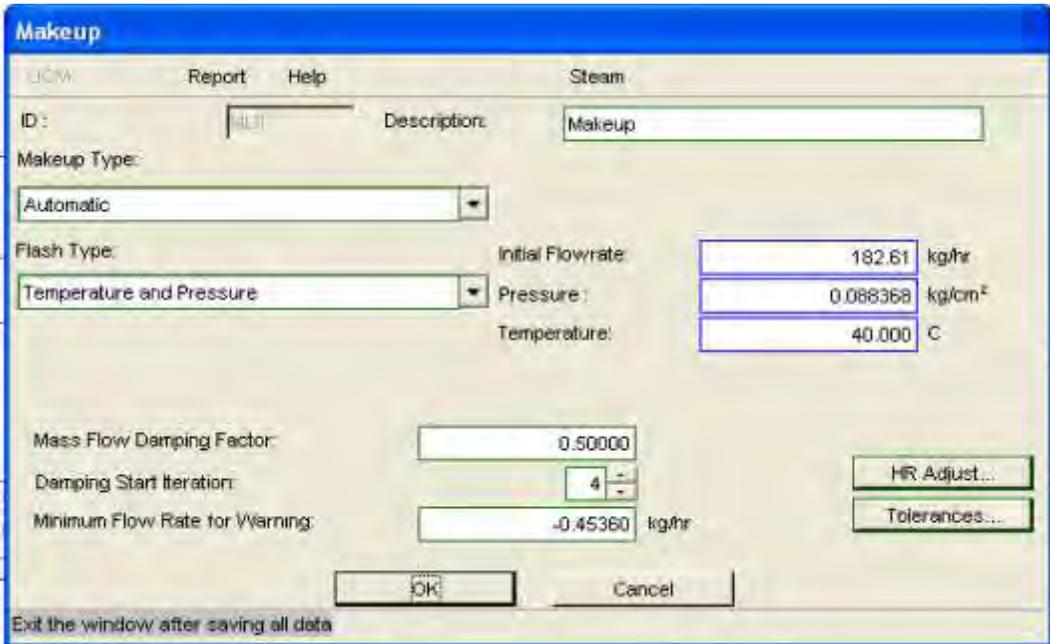
Run Off Design

Do Not Overwrite

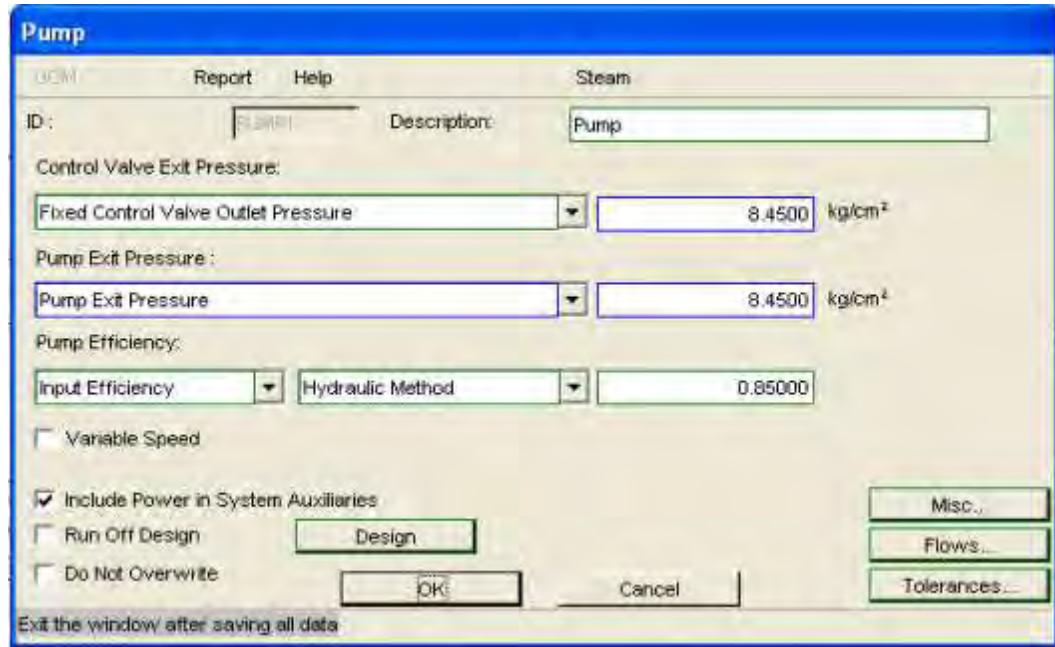
OK Cancel

Exit the window after saving all data

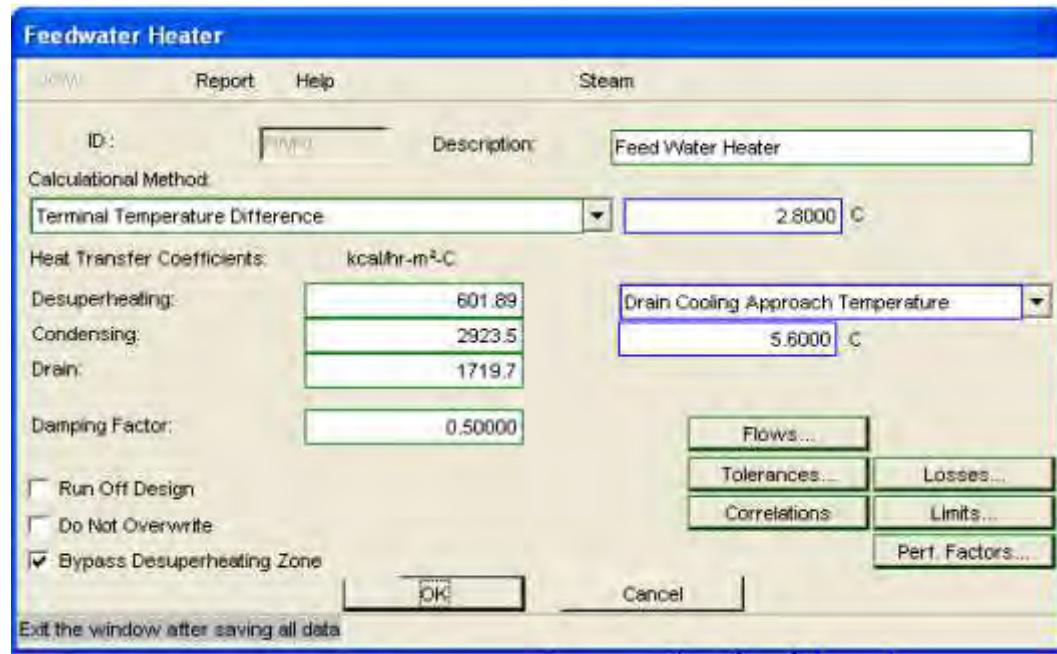
Lampiran 6. Inputan Kondenser pada Software Gatecycle



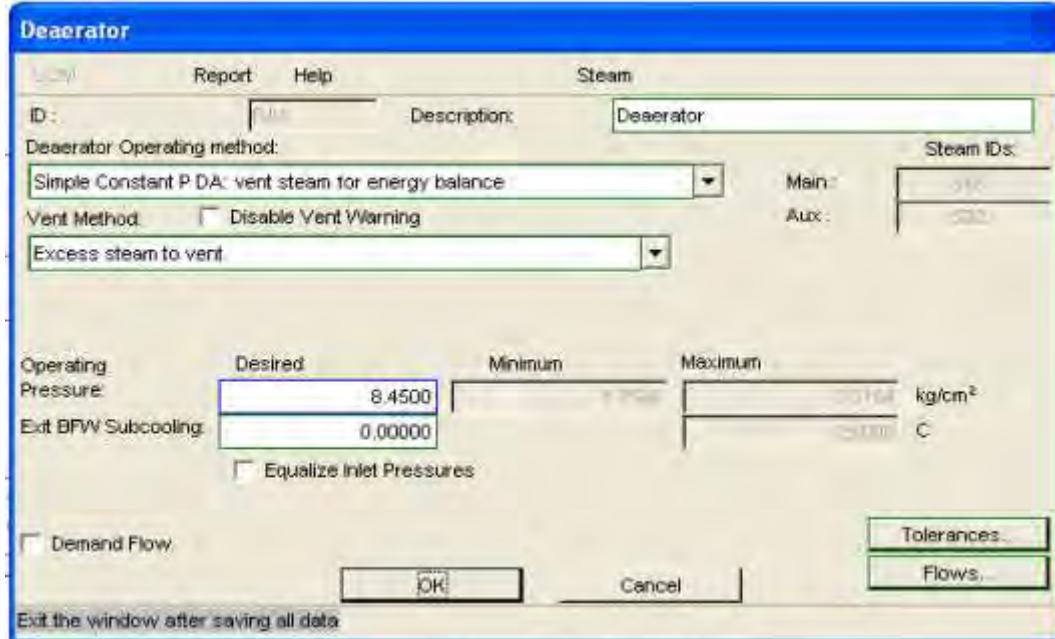
Lampiran 7. Inputan makeup water pada software Gatecycle



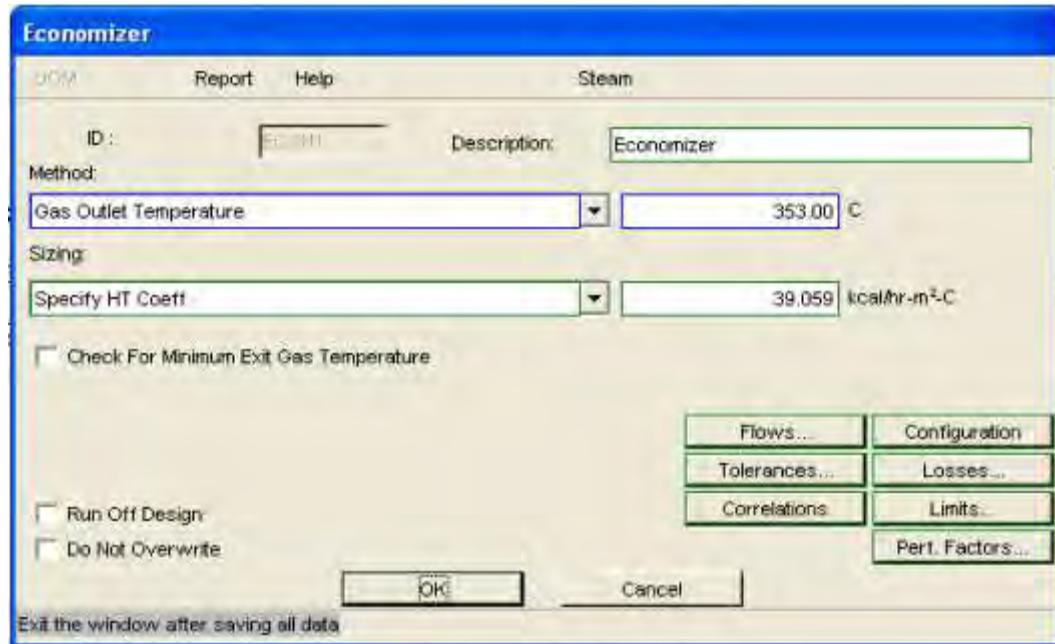
Lampiran 8. Inputan Pompa pada software *Gatecycle*



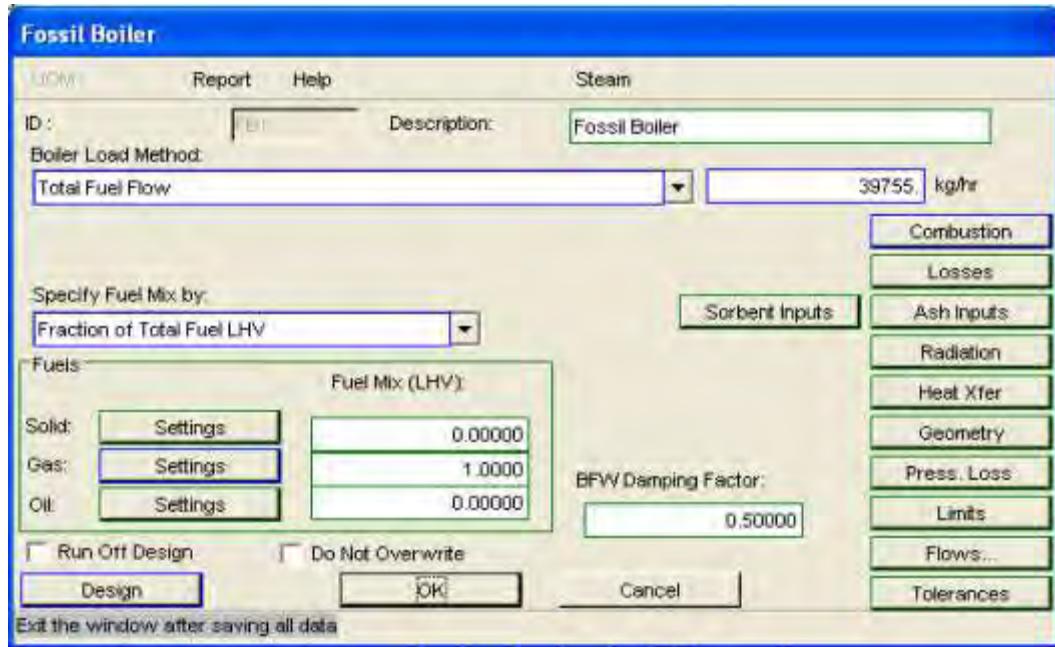
Lampiran 9. Inputan *Feedwater Heater* pada software *Gatecycle*



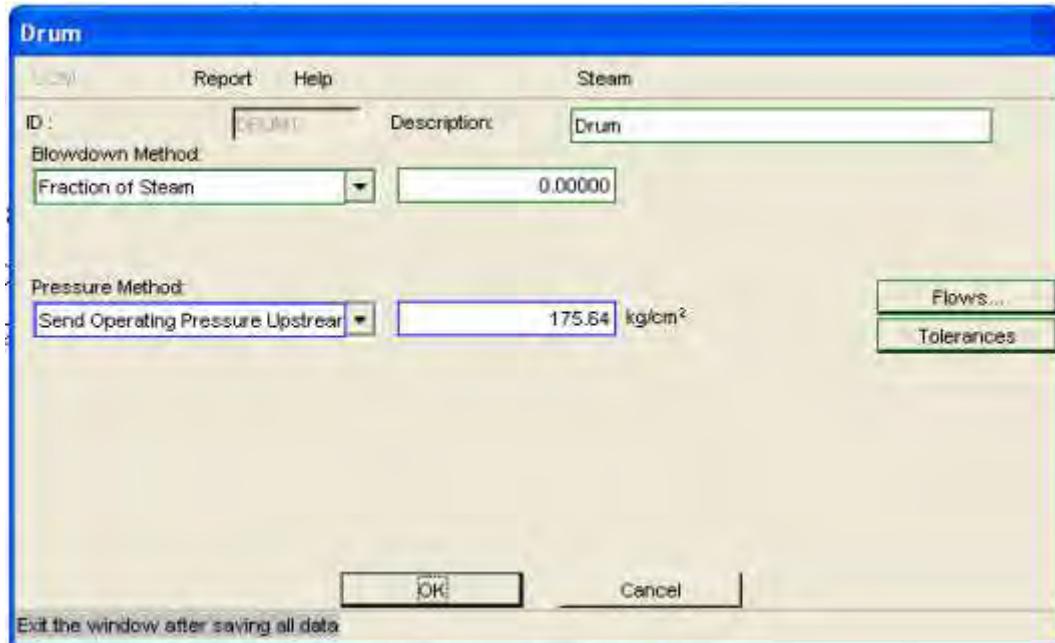
Lampiran 10. Inputan Deaerator pada *software Gatecycle*



Lampiran 11. Inputan *Economizer* pada Software *Gatecycle*



Lampiran 12. Inputan *Fossil Boiler* pada Software *Gatecycle*



Lampiran 13. Inputan Steam Drum pada Software Gatecycle

**Superheater**

File Report Help Steam

ID: SPLIT Description: Superheater

Method:

Effectiveness: 0.84000

Sizing:

Specify Surface Area: 2980.0 m<sup>2</sup>

Cp Calculation Method: Normal/Integrated

Max Steam Temperature:

Control: 593.48 C

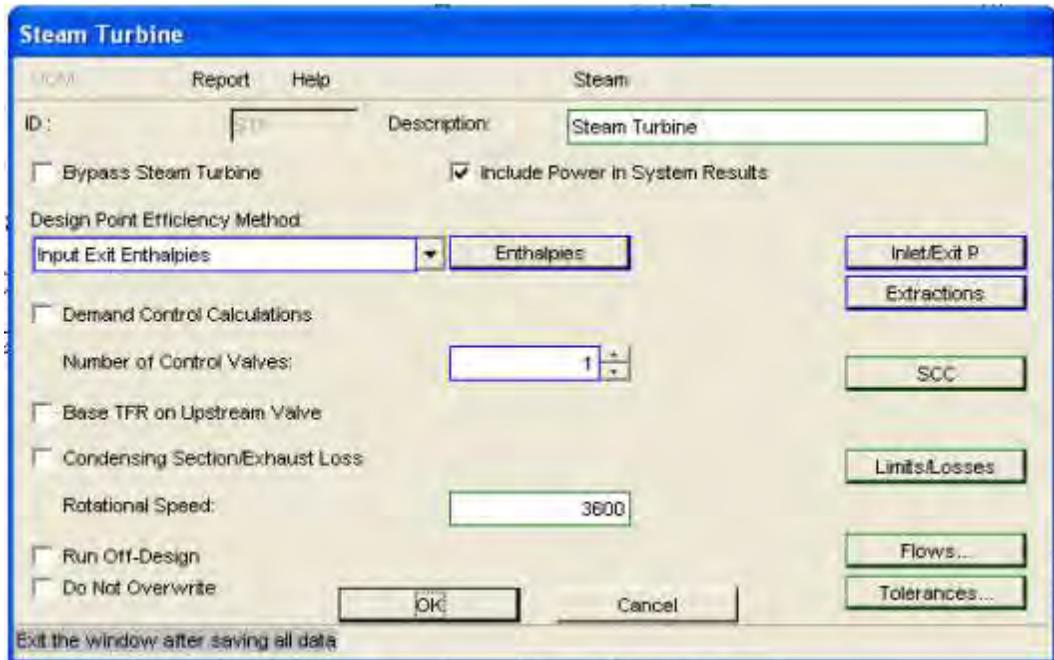
Run Off Design  
 Do Not Overwrite

Flows... Configuration...  
Tolerances... Losses...  
Correlations Limits...  
Perf. Factors...

OK Cancel

Exit the window after saving all data.

Lampiran 14. Inputan Superheater pada Software Gatecycle



Lampiran 15. Inputan Steam Turbine pada Software Gatecycle

**Generator**

UDM Report Help Steam

ID: RPM Description: Generator

Generator Efficiency Method:

Specified Generator Efficiency: 0.98500

Power Factor: 0.85000

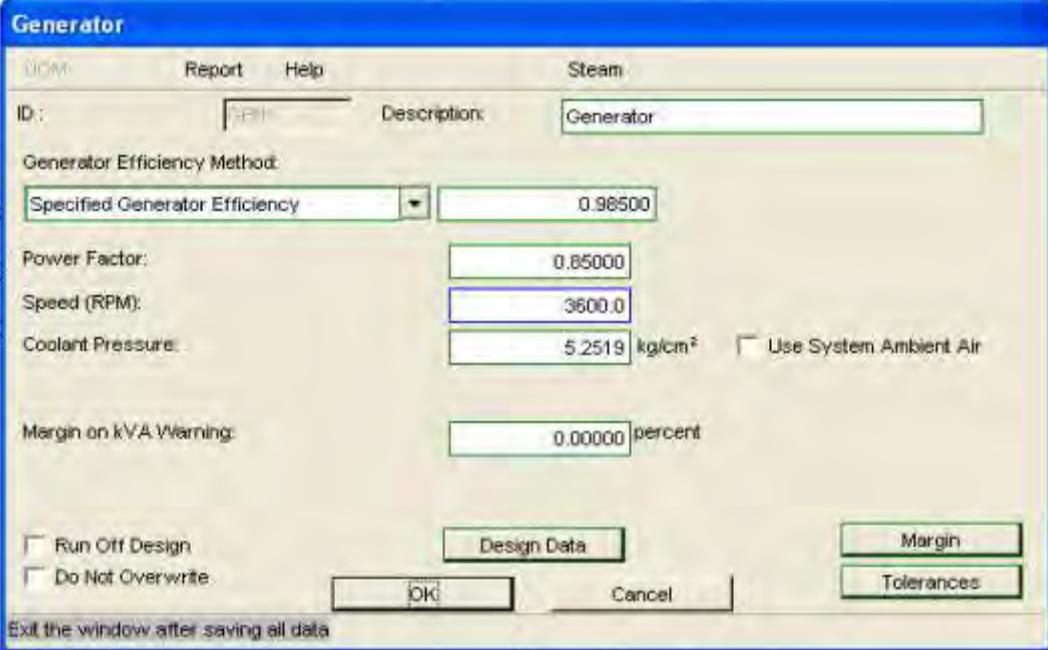
Speed (RPM): 3600.0

Coolant Pressure: 5.2519 kg/cm<sup>2</sup>  Use System Ambient Air

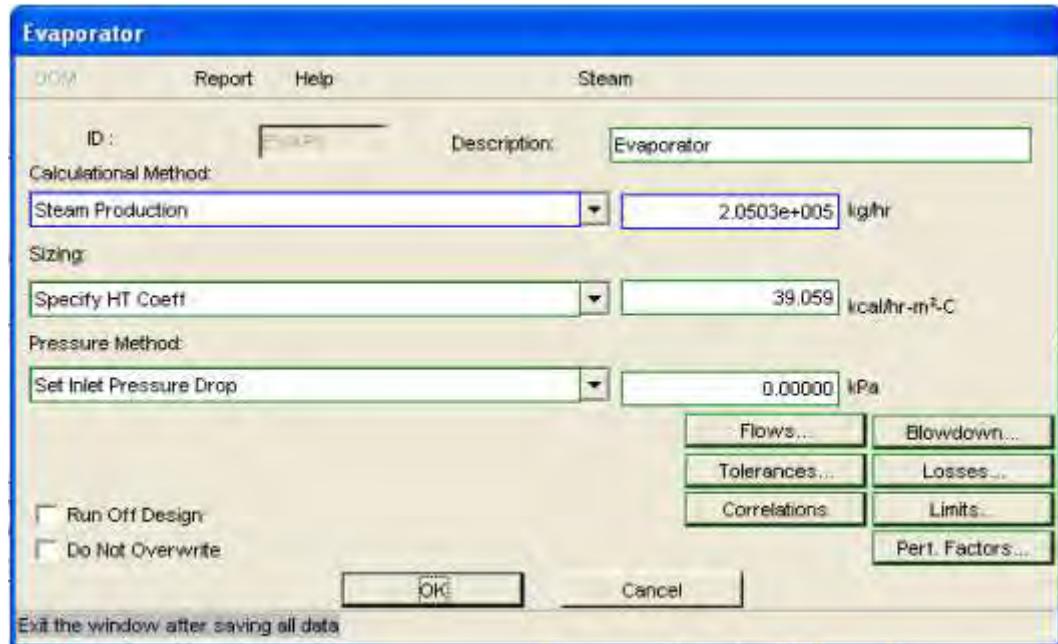
Margin on kVA Warning: 0.00000 percent

Run Off Design      Design Data      Margin  
 Do Not Overwrite      OK Cancel Tolerances

Exit the window after saving all data.



Lampiran 16. Inputan Generator pada Software Gatecycle



Lampiran 17. Inputan Evaporator pada Software Gatecycle

**Gas Turbine**

PCM Report Help Steam

ID : 131 Description : Mitsubishi 701F (1999 GTW)

Calculational Method:

Exhaust Temperature : 558.00 °C

Enhanced Mode

Fuel Flow Damping : 0.00000

Inlet Guide Vane Angle : 0.00000

Inlet Pressure Loss : 0.62210 kPa

Non-HRSG Outlet Pressure Loss : 1.3686 kPa

HRSG Pressure Loss : 2.4684 kPa

Use System Ambient Air

Exit the window after saving all data

Lampiran 18. Inputan Gas Turbine pada software Gatecycle

## **RIWAYAT PENULIS**



Penulis lahir di Bandung pada tanggal 30 September 1990. Anak ke pertama dari empat bersaudara. Menempuh Sekolah Dasar di SDN Nilem I Kota Bandung pada tahun 1996 kemudian melanjutkan sekolah di SMPN 13 Bandung pada tahun 2002. Tahun 2005 melanjutkan di SMA Pancasila Tasikmalaya dan lulus SMA tahun 2008. Pada tahun 2008 mengambil kuliah di D3 Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada Yogyakarta. Pada tahun 2013 penulis melanjutkan pendidikan S1 di Jurusan Teknik Mesin ITS. Di kampus ini penulis mendapatkan banyak pengalaman dan ilmu yang berharga sebagai bekal menjalani kehidupan. Semasa kuliah di D3 Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada, penulis aktif di berbagai organisasi, diantaranya adalah HMDSM (Himpunan mahasiswa D3 Teknik Mesin) UGM. Dan semasa kuliah di S1 Teknik Mesin kemandirian harus dijalani ketika kuliah sehingga akan membentuk karakter dan kepribadian penulis.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi penulis melalui *e-mail Galuh.Muhendra@gmail.com*.

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema Proses dan T-S <i>Diagram Ideal Rankine Cycle</i> .....	7
Gambar 2.2	Ideal Siklus Brayton dan T-S Diagram .....	8
Gambar 2.3	Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap.....	10
Gambar 2.4	Skema Boiler pada PLTU .....	13
Gambar 2.5	Model HRSG Tipe Horizontal yang menggunakan aliran udara alami.....	17
Gambar 2.6	Grafik Temperatur/ <i>Heat Transfer</i> dari <i>HRSG</i> .....	18
Gambar 2.7	Skema Pembangkit Listrik Tenaga Uap Besar..	21
Gambar 2.8	Skema Diagram Siklus <i>Single Pressure Reheat Combine Cycle</i> .....	23
Gambar 2.9	Skema Diagram <i>Dual Pressure Reheat Combined Cycle</i> .....	23
Gambar 2.10	Grafik <i>Temperature – Heat</i> dengan <i>Pinch Point</i> sebesar 20 C .....	25
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> tahapan penelitian <i>repowering</i> PLTU 3 Gresik .....	29
Gambar 3.2	Skema Diagram PLTU unit 3.....	30
Gambar 3.3	Skema PLTU 3 pada <i>Gatecycle</i> .....	31
Gambar 3.4	<i>Build review box</i> ketika model sudah di <i>running</i> .....	31
Gambar 3.5	Input Properties pada Steam Turbine .....	32
Gambar 3.6	Hasil Running Model yang sudah Convergent..	32
Gambar 3.7	Sistem HRSG satu tekanan .....	33
Gambar 3.8	Blok Diagram PLTU & PLTGU pada analisa <i>repowering</i> .....	34
Gambar 3.9	Diagram T-Q untuk perhitungan Distribusi temperatur pada <i>HRSG</i> .....	34
Gambar 3.10	Skema <i>Gas Turbine</i> dan <i>HRSG</i> .....	35
Gambar 3.11	<i>Flowchart</i> Perhitungan dengan metode <i>Pinch Point</i> .....	38
Gambar 3.12	<i>Flowchart</i> penelitian tugas akhir dengan menggunakan <i>Gatecycle</i> .....	40

Gambar 4.1	Skema PLTU 3 berdasarkan <i>Heat Balance</i> .....	46
Gambar 4.2	Komponen – komponen PLTU 3 pada <i>Gatecycle</i> .....	47
Gambar 4.3	Sistem PLTU 3 pada <i>Gatecycle</i> .....	47
Gambar 4.4	Permodelan PLTU 3 setelah <i>boiler</i> dihilangkan .....	48
Gambar 4.5	Diagram Temperatur – <i>Heat transfer</i> .....	49
Gambar 4.6	Permodelan Gas Turbin dan <i>HRSG</i> pada <i>Gatecycle</i> .....	55
Gambar 4.7	Permodelan PLTGU dengan formasi 3 – 3 – 1 .....	56
Gambar 4.8	Permodelan PLTGU yang sudah <i>convergent</i> ...	57

# ANALISIS REPOWERING PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK MENGGUNAKAN SOFTWARE GATECYCLE DENGAN MEMPERTAHANKAN DAYA STEAM TURBINE SEBESAR 200 MW

R. Galuh Muhendra dan Atok Setiyawan

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

*e-mail:* atok\_s@me.its.ac.id

**Abstrak**— PT. PJB UP Gresik saat ini memiliki 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 1-2) yang masing - masing 100 MW, dan 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 3-4) yang masing - masing 200 MW. PLTU pada dasarnya memiliki efisiensi yang rendah, biasanya hanya sekitar 25% sampai dengan 30%. Sehingga sedapat mungkin harus diganti atau dimodifikasi agar efisiensinya dapat meningkat, salah satunya adalah dengan metode Repowering. Saat ini, repowering adalah salah satu metode yang biasanya dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari pembangkit. Repowering adalah metode untuk merubah unit pembangkit yang sudah ada, dengan cara menambahkan beberapa gas turbin dan unit HRSG (*heat recovery steam generator*) sebagai pengganti boiler pada unit steam turbin. Repowering adalah salah satu cara paling efektif dalam meningkatkan *performance*, dan memperpanjang umur unit, meningkatkan kapasitas, mengurangi emisi, dan mengurangi panas yang terbuang ke lingkungan. Sehingga prinsip kerja sistem yang mulanya *simple cycle* dimodifikasi menjadi *combine cycle*. Setelah simulasi dengan software Gate Cycle dilakukan, HRSG yang digunakan adalah 3 unit HRSG tipe *single pressure*, dan gas turbine yang dipakai adalah 3 unit gas turbine Mitsubishi seri A701F dengan daya terpasang masing-masing 180,61 MW. Diperoleh hasil yang menunjukkan adanya peningkatan performa dari sistem pembangkit. Efisiensi siklus meningkat sebesar 6,27 %, dari yang awalnya 40,12 % menjadi 46,39 %. Net power mengalami kenaikan 541,4 MW yaitu dari 197,6 MW menjadi 739,54 MW. Serta untuk nilai *heat rate* mengalami penurunan dari 2143,24 kcal/kW-hr pada PLTU design menjadi 1853,62 kcal/kW-hr pada PLTGU hasil repowering.

**Kata Kunci**— Efisiensi, Gate Cycle, HRSG, Power Plant, Repowering, Single Pressure

## I. PENDAHULUAN

Siring dengan perkembangan zaman, kebutuhan akan energi listrik Indonesia semakin hari semakin meningkat, perkiraan pertumbuhan listrik tahun 2011 – 2020 kebutuhan listrik Jawa – Bali akan tumbuh 7,8% per tahun, untuk Indonesia Barat 10,2% per tahun, dan untuk Indonesia Timur akan tumbuh 10,8% per tahun. Kebutuhan listrik Indonesia akan tumbuh rata – rata 8,46% per tahun. Kebutuhan listrik sebesar itu, tentu saja harus dipenuhi oleh Perusahaan Listrik Negara (PLN),

selaku pengelola listrik di Indonesia. Dimana PLN sendiri mempunyai pembangkit – pembangkit yang tersebar di seluruh Indonesia. PT. Pembangkit Jawa – Bali (PT. PJB) adalah salah satu anak perusahaan dari PLN yang berperan untuk memenuhi kebutuhan listrik di Jawa, Madura, dan Bali. Saat ini PT. PJB memiliki beberapa Unit Pembangkitan (UP) yang tersebar di beberapa wilayah di pulau Jawa, salah satunya adalah Unit Pembangkitan Gresik. PT. PJB UP Gresik memiliki 3 sistem unit tenaga, antara lain pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), pembangkit listrik tenaga gas (PLTG), dan pembangkit listrik tenaga gas – uap (PLTGU).

PT. PJB UP Gresik saat ini memiliki 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 1-2) yang menghasilkan 100 MW, dan 2 unit pembangkit tenaga uap (PLTU unit 3-4) yang menghasilkan 200 MW. PLTU pada dasarnya memiliki efisiensi yang rendah, biasanya hanya sekitar 25% sampai dengan 30%. Sehingga sedapat mungkin harus diganti atau dimodifikasi agar efisiensinya dapat meningkat, salah satunya adalah dengan metode Repowering.

Saat ini, repowering adalah salah satu metode yang biasanya dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari pembangkit. Repowering adalah metode untuk merubah unit pembangkit yang sudah ada, dengan cara menambahkan beberapa gas turbin dan unit HRSG (*heat recovery steam generator*) sebagai pengganti boiler pada unit steam turbin. Repowering adalah salah satu cara paling efektif dalam meningkatkan *performance*, dan memperpanjang umur unit, saat meningkatkan kapasitas, mengurangi emisi, dan mengurangi panas yang terbuang ke lingkungan.

## II. METODE PENELITIAN

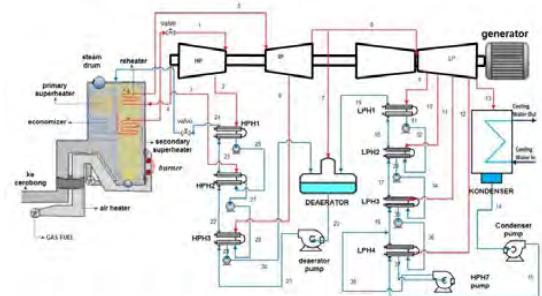
Dalam analisa repowering ini, dilakukan perbandingan antara efisiensi PLTU 3 dengan PLTGU (hasil repowering) dengan menggunakan software gatecycle. Sehingga dibutuhkan permodelan dengan *model gate cycle* PLTU 3 dan *model gate cycle* hasil rancangan PLTGU. Dimana *gatecycle* adalah sebuah software untuk membantu perhitungan desain sebuah pembangkit listrik. *Gatecycle* dapat melakukan analisa thermodinamika pada berbagai macam jenis pembangkit. Analisa dalam penelitian ini meliputi analisa kondisi awal PLTU 3 dengan menggunakan software *gatecycle*, perhitungan dalam menentukan spesifikasi gas turbin dan HRSG, dan simulasi PLTGU.

### A. Simulasi kondisi awal PLTU 3

Simulasi kondisi awal PLTU 3 digunakan sebagai data referensi yang nantinya akan digunakan pada simulasi repowering (PLTGU). Dalam perhitungan efisiensi thermal dan juga data – data yang dibutuhkan pada analisa

repowering PLTU unit 3, dilakukan langkah – langkah sebagai berikut

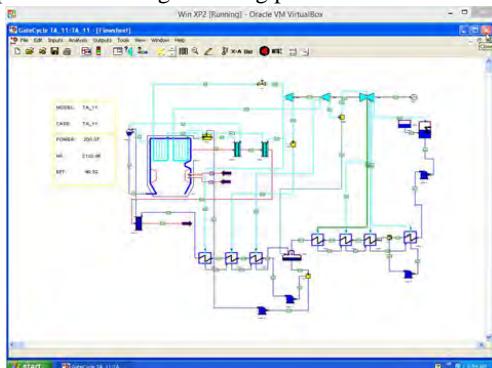
Langkah pertama adalah membuat skema diagram PLTU unit 3 dari *heat balance*, untuk memudahkan dalam perhitungan maupun permodelan PLTU unit 3.



Gambar 1. Skema PLTU 3 Gresik berdasarkan *heat balance*

Langkah kedua adalah membuat permodelan *gatecycle* sesuai dengan data *heat balance* PLTU unit 3 Gresik. Nilai dan parameter – parameter yang dibutuhkan pada setiap alat, adalah sesuai dengan data *heat balance* PLTU unit 3 dan data spesifikasi alat yang dibutuhkan. Input data yang dibutuhkan dalam permodelan sebuah Pembangkit adalah :

1. Laju aliran bahan bakar (kg/s)
2. Laju aliran fluida pada setiap titik
3. Enthalpy dan temperatur pada setiap titik
4. Karakteristik bahan bakar
5. Spesifikasi masing – masing peralatan



Gambar 2. Skema PLTU 3 Gresik pada software *Gatecycle*

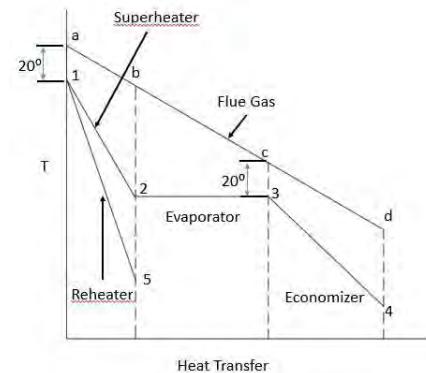
Bila case sudah *convergent*, nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi dan juga data – data yang lainnya dapat kita lihat. Hasil dari permodelan gatecycle diusahakan sesuai dengan data *heat balance*.

#### B. Perhitungan penentuan spesifikasi gas turbin dan HRSG

Perhitungan ini dilakukan sebagai pendekatan dalam menentukan spesifikasi gas turbin dan formasi HRSG agar daya yang dihasilkan PLTU setelah repowering adalah sebesar 200 MW. Pada proses repowering ini HRSG yang digunakan adalah tipe *single pressure* HRSG dengan pemanas ulang (*reheater*).

Temperatur gas buang turbin disesuaikan dengan temperatur yang dibutuhkan *steam* untuk menghasilkan daya 200 MW. Penentuan temperatur ini dilakukan dengan metode *pinch point*, dimana metode *pinch point* adalah perbedaan temperatur terkecil antara dua fluida yang mengalir (a – 1),

yaitu aliran gas dan aliran uap, pada perhitungan HRSG ini diambil besarnya *pinch point* sebesar 20 °C.



Gambar 3. Diagram Temperatur – Heat Transfer

Dengan menggunakan kesetimbangan energi, dapat dihitung Q dari masing – masing komponen HRSG (*superheater*, *evaporator*, *economizer*, dan *reheater*), yaitu :

$$\begin{aligned} &\text{- } Q \text{ pada } \textit{economizer}, \\ &Q_{\text{eco}} = \dot{m}_s(h_3 - h_4) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} &\text{- } Q \text{ pada } \textit{evaporator}, \\ &Q_{\text{eva}} = \dot{m}_s(h_2 - h_3) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} &\text{- } Q \text{ pada } \textit{superheater}, \\ &Q_{\text{sh}} = \dot{m}_s(h_1 - h_2) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} &\text{- } Q \text{ pada } \textit{reheater}, \\ &Q_{\text{rh}} = \dot{m}_{\text{rh}}(h_1 - h_5) \end{aligned} \quad (4)$$

Dimana :

- $\dot{m}_s$  = laju aliran massa *main steam*
- $\dot{m}_{\text{rh}}$  = laju aliran massa *reheater*
- $Q_{\text{eco}}$  = kalor yang berpindah pada sisi *economizer*
- $Q_{\text{eva}}$  = kalor yang berpindah pada sisi *evaporator*
- $Q_{\text{sh}}$  = kalor yang berpindah pada sisi *superheater*
- $Q_{\text{rh}}$  = kalor yang berpindah pada sisi *reheater*

Dengan metode *pinch point*, dapat ditentukan temperatur gas buang turbin (titik a,  $T_a$ ) dan temperatur di titik c ( $T_c$ ) yang selanjutnya akan digunakan dalam menghitung *mass flow gas* yang dibutuhkan.

$$\begin{aligned} &\text{- } T_a = T_1 + \text{Pinch point} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} &\text{- } T_c = T_3 + \text{Pinch point} \end{aligned} \quad (6)$$

Berdasarkan perhitungan dengan metode *pinch point* diatas, maka didapatkan temperatur gas buang minimum yang dibutuhkan. Setelah itu dapat ditentukan spesifikasi gas turbin.

Nilai *enthalpy* dari gas buang bisa didapatkan dari perhitungan, dan juga bisa didapatkan dari kalkulator gas buang di [www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html](http://www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html) dengan menginput nilai temperatur dan juga komposisi flue gas.

Tabel 1. Komposisi Flue Gas hasil pembakaran

Flue gas		
O2	0.1245	12.45%
CO2	0.0387	3.87%
N2	0.7443	74.43%
Ar	0.0089	0.89%
H2O	0.0836	8.36%
		100.00%

Setelah *enthalpy* pada keadaan titik a dan titik c diketahui, *massflow rate* gas total yang dibutuhkan HRSG dapat dihitung, berdasarkan  $Q_{sh}$ ,  $Q_{eva}$ , dan  $Q_{rh}$ .

$$- \quad Q_{sh} + Q_{eva} + Q_{rh} = \dot{m}_{gas} (h_a - h_c) \quad (7)$$

Dimana,

$$- \quad \dot{m}_{gas} = \text{Laju aliran massa flue gas dari gas turbin}$$

Langkah selanjutnya adalah menentukan jumlah gas turbin yang dibutuhkan. Dari spesifikasi gas turbin yang dipilih, dapat diketahui laju aliran massa maksimum, sehingga jumlah gas turbin yang harus tersedia dihitung dengan perumusan,

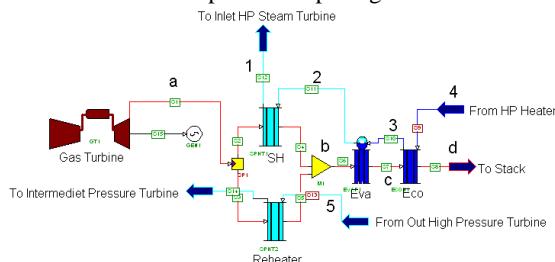
$$- \quad \dot{m}_{gas \ tot} / \dot{m}_{gt \ max} = \text{jumlah gas turbin yang dibutuhkan}$$

Dimana,

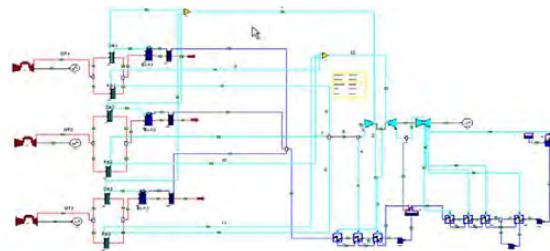
- $\dot{m}_{gas \ tot}$  = Laju aliran massa gas total yang dibutuhkan
- $\dot{m}_{gt \ max}$  = Laju aliran massa maksimum yang dapat dihasilkan gas turbin

### C. Simulasi PLTGU menggunakan software gatecycle

Setelah dilakukan perhitungan dalam mencari spesifikasi turbin gas, dan distribusi temperatur pada tiap titik HRSG, selanjutnya data – data yang sudah dihitung di inputkan ke dalam permodelan *gatecycle*. Dalam membuat permodelan PLTGU maka perlu ditambahkan komponen turbin gas, dan HRSG pada permodelan PLTU 3 sebelumnya. Permodelan gas turbin dan HRSG dapat dilihat pada gambar 3 dibawah.

Gambar 3. Permodelan Gas Turbin dan HRSG pada *Gatecycle*

Berdasarkan hasil perhitungan, diperlukan 3 gas turbin dan 3 HRSG, sehingga formasi PLTGU pada analisa repowering ini adalah 3 – 3 – 1. Pada gambar 4 dibawah adalah permodelan PLTGU pada *gatecycle* dengan formasi 3 – 3 – 1.



Gambar 4. Permodelan PLTGU dengan formasi 3,3,1

Setelah dilakukan permodelan, langkah selanjutnya adalah menginputkan data ke dalam gas turbin dan HRSG, pada tabel 2 dibawah adalah data – data yang diinputkan ke dalam *gate cycle*. Pada gas turbin dilakukan pemilihan spesifikasi berdasarkan *data library* yang ada pada *gatecycle*.

Tabel 2. Data Input Gas Turbin dan HRSG

No.	Nama komponen	Data input	Nilai	Satuan
1	Gas Turbine	Exhaust temperature	558	C
2		Fuel	System gas fuel	
3	Economizer	Water outlet temperature	352.87	C
4	Evaporator	Steam production	205030	Kg/Hr
5	Superheater	Approach temperature	20	C
6	Reheater	Approach temperature	20	C

Setelah data diinputkan, maka permodelan *gatecycle* selanjutnya di *running*, setelah permodelan *convergent*, maka nilai daya, efisiensi, *heat rate*, *fuel massflow* akan diketahui.

## III. ANALISA DAN PEMBAHASAN

### A. Penentuan Turbin Gas

Berdasarkan perhitungan dengan metode *pinch point* diatas, maka dipilih turbin gas dengan temperatur gas buang diatas 558 °C. Berdasarkan perhitungan penulis memilih Gas turbin dengan spesifikasi berikut :

- Manufaktur : Mitsubishi
- Seri : 701F
- *Combustor temperature* : 1485,2 °C
- Temperatur gas buang : 590 °C
- Daya : 259 MW
- *Massflow rate max* : 2289600 Kg/Hr  
: 636 Kg/s

### B. Hasil simulasi PLTU 3 menggunakan software gatecycle

Berdasarkan hasil simulasi dengan menggunakan software *gatecycle* didapatkan Efisiensi, Daya, dan juga Heatrate yang dibabarkan pada tabel 3 dibawah

Tabel 3. Perbandingan data *heat balance* dengan hasil simulasi *gatecycle*

Performa	Efisiensi %	Net Power MW	Heat rate kcal/kW-hr	Kebutuhan bahan bakar	
				kg/hr	MMSCFD
PLTU design (HB)	45.3	197.65	1895	-	-
PLTU design (GC)	40.12	199.36	2143.24	39754	43.57

Pada tabel 3 didapatkan hasil yang berbeda antara data *heat balance* dengan hasil *gatecycle*. Ini dikarenakan adanya beberapa komponen yang tidak dapat dimasukkan kedalam *gatecycle* (*Steam converter*, *gland steam condenser*, *steam jet air ejector*, dan *steam air heater*) dan juga asumsi – asumsi pada simulasi *gatecycle* seperti *overall heat koefisien* yang konstan, *heat loss* diabaikan, dan juga *pressure drop* pada sistem perpipaan yang diabaikan, menyebabkan perbedaan efisiensi thermal antara data *heat balance* dengan data simulasi *gatecycle*. Data referensi yang digunakan dalam

permodelan *repowering* (PLTGU) adalah data simulasi *gatecycle*.

### C. Analisa Efisiensi dan Nett Power

Perbandingan sistem PLTU (aktual dan design) dengan sistem PLTGU dapat dilihat pada tabel 4 dibawah,

Tabel 4. Perbandingan PLTU aktual, design, dan PLTGU

Performa	Efisiensi	Net Power	Heat rate	Kebutuhan bahan bakar	
				MW	kcal/kW-hr
PLTU aktual	34.75	179	2350.28	31745.2	34.79
PLTU design (GC)	40.12	199.36	2143.24	39754	43.57
PLTGU design (GC)	46.38	739.54	1853.6	126968	139.14

Dari tabel 4 menunjukkan bahwa penerapan *repowering* dapat meningkatkan efisiensi sebesar 6,27 % dari efisiensi design dan kenaikan efisiensi sebesar 12,14% dari PLTU aktual.

Kenaikan efisiensi terjadi karena PLTGU memanfaatkan gas buang dari turbin gas yang temperaturnya masih relatif tinggi yaitu 558 °C dimanfaatkan untuk memanaskan *feed water* saat memasuki HRSG, *properties steam* setelah melewati HRSG adalah sama dengan *properties* PLTU 3, sehingga daya 200 MW dapat tercapai.

Untuk menghitung efisiensi PLTG dari persamaan  $\eta = \frac{W_{gas}}{\dot{Q}_{in}}$  dimana  $\dot{W}_{gas}$  adalah daya netto dari turbin gas, dan  $\dot{Q}_{in}$  adalah energi yang diinputkan ke dalam PLTG. Dengan pemanfaatan gas buang dari PLTG, akan dihasilkan daya tambahan dari *steam turbine*  $W_{vap}$ , sehingga persamaannya menjadi

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (8)$$

Dari hasil simulasi PLTGU, diperoleh  $\dot{W}_{gas} = 541.83$  MW, sehingga masing – masing turbin gas menghasilkan daya sebesar  $\dot{W}_{gas}/3 = 180.61$  MW. Besar daya yang dihasilkan oleh  $\dot{W}_{vap}$  dengan memanfaatkan gas buang dari gas turbin adalah sebesar 197.71 MW. Terdapat kenaikan sebesar 197.71 MW dari steam turbin, sesuai dengan teori diatas, bila energi yang diinputkan tetap ( $Q_{in}$ ) dan produksi daya netto bertambah, maka nilai efisiensi dapat meningkat.

### D. Analisa Heat Rate

Dari tabel 4 dapat dilihat penurunan *heat rate* dari PLTU ke PLTGU. Pada PLTU design didapatkan *heat rate* sebesar 2143,24 kcal/kW-hr. Setelah dilakukan *repowering* terdapat penurunan *heat rate* sebesar 289.64 kcal/kW-hr. Dari tabel juga didapatkan kenaikan *heat rate* dari PLTU design ke PLTU aktual.

*Heat rate* merupakan jumlah pasokan energi yang diperlukan untuk menghasilkan listrik sebesar 1 kW-hr. Dengan demikian, jika nilai *heat rate* semakin besar, maka kinerja suatu *power plant* semakin tidak efisien. Sebaliknya, semakin kecil nilai *heat rate* maka kinerja power plant akan semakin baik. *Heat rate* merupakan rasio antara energi input dengan *net power* yang dihasilkan.

$$\text{Heat rate} = \frac{\dot{m}_{bb} \cdot LHV}{\text{Net power}} \quad (9)$$

Dari hasil simulasi, *heat rate* setiap gas turbin *open/single cycle* adalah sebesar 2530 kcal/kW-hr. Setelah dilakukan *repowering* menjadi PLTGU *heat rate* menurun menjadi 1853,6 kcal/kW-hr. Hal ini terjadi karena pada saat beroperasi secara *combine cycle*, jumlah *net power* yang dihasilkan meningkat sehingga terjadi penambahan daya netto pada

sistem pembangkit. Jadi hasil simulasi PLTGU sesuai dengan teori, karena nilai heat rate menurun dibandingkan dengan sistem PLTU maupun PLTG saat beroperasi secara *single cycle*.

### E. Analisa Bahan Bakar

Untuk meningkatkan nilai efisiensi dari 40,12 % menjadi 46,38% terjadi penambahan pasokan gas mencapai 3.19 kali lipat. Sebelumnya untuk memproduksi energi listrik sebesar 200 MW hanya dibutuhkan pasokan bahan bakar sebesar 43,57 MMSCFD, setelah *repowering* dilakukan pasokan bahan bakar naik sebesar 139.14 MMSCFD. Bahan bakar sebesar 139.14 MMSCFD digunakan untuk mengoperasi kan 3 turbin gas. Sehingga masing – masing turbin gas membutuhkan bahan bakar sebesar 46.38 MMSCFD.

## IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut,

1. *Power plant* hasil *repowering* menggunakan formasi 3-3-1, yaitu terdiri dari 3 gas turbin, 3 HRSG, dan 1 turbin uap
2. HRSG (*heat recovery steam generator*) yang direncanakan adalah tipe *single pressure*. Temperatur masuk HRSG adalah 558 °C, dan temperatur stack sebesar 320,68 °C dengan *massflow* gas sebesar 557.83 Kg/s (per Gas turbine).
3. Kondisi temperatur gas buang pada setiap titik bagian HRSG adalah sebagai berikut,
  - a. T masuk *superheater* : 558 °C
  - b. T masuk *evaporator* : 444.43 °C
  - c. T masuk *economizer* : 367.2 °C
  - d. T keluar *economizer* : 320.68 °C
4. Efisiensi siklus meningkat sebesar 6,27% dari PLTU design, dan 12,14% dari PLTU aktual.
5. *Net power plant* mengalami kenaikan sebesar 541.83 MW terhadap PLTU design, yaitu dari 197.71 MW menjadi 739.54 MW. Sisi PLTG menghasilkan net power sebesar 541.83 MW, dan sisi PLTU menghasilkan 197.71 MW.
6. Nilai *heat rate* mengalami penurunan dari 2143,24 kcal/kW-hr pada PLTU design menjadi 1853,6 kcal/kW-hr pada PLTGU hasil *repowering*.

## UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bpk Dr.Ir.Atok Setiawan M.Eng.Sc sebagai dosen pembimbing dan Bpk Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, Bpk Dr. Wawan Aries Widodo.,ST.,MT, Bpk Ary Bachtiar K. P. ST. MT. Ph.D. sebagai dosen penguji atas bimbingan dan arahannya dalam proses penyusunan tugas akhir dan jurnal ilmiah ini.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Arici, Oner. 2003. *Design and Simulation Thermal Systems*. McGraw-Hill
- [2] Burlian, F., dan Ghafara, A. 2013. "Perancangan Ulang Heat Recovery Steam Generator Dengan Sistem Dual Pressure Melalui Pemanfaatan Gas Buang Sebuah Turbin Gas Berdaya 160 MW". *Sriwijaya University, Indonesia*.

- [3] Kehlhofer, Rolf. 1997. **Combined – Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants.** Oklahoma:PennWell Publishing Company.
- [4] Mehraban, K.M., Rohani, V., Mehrpanahi, A., dan Naserabad, S.N. 2014. " Using Two Types Of Heat Recovery Steam Generator for Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method". **Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran ,Iran**
- [5] Moran, J. 2004. **Termodinamika Teknik Edisi 4.** Jakarta: Erlangga.
- [6] MHPS Gas Turbine M501F/M701F. Catalogue Mitsubishi Hitachi Power Systems. Japan
- [7] Sonoda, T., Kato, M., Iwasaki, Y., Hashi, T., Komori, T., Kitauchi, Y., Akizuki, W., Kunihiro, A. 2004. "Development of M701F Gas Turbine for Integrated VR Gasification Combined Cycle Plants". **Mitsubishi Heavy Industries, Ltd, Japan**
- [8] \_\_\_\_\_. 2005. Gate Cycle Getting Started & Installation Guide. **The General Electric Company.**
- [9] \_\_\_\_\_. 2012. Prinsip Kerja PLTGU. **Pusdiklat PT.PLN (Persero).**
- [10] \_\_\_\_\_. 2013. Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik 2015 – 2024. **PT. PLN (Persero).**
- [11] Havianto, J. 2013. **Bedah Inefisiensi Pembangkit Listrik, ,** <URL:<http://www.jonny-havianto.blogspot.com/2013/01/bedah-inefisiensi-pembangkit-listrik.html>>



Analisa *REPOWERING* PLTU Unit 3  
PT. PJB UP Gresik Menggunakan  
*Software Gatecycle* dengan  
Mempertahankan Daya Steam  
*Turbine* sebesar 200 MW

R. Galuh Muhendra  
2112106015

Dosen pembimbing  
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

## Content Of Presentation

1. Latar belakang
2. Rumusan Masalah
3. Tujuan Penelitian
4. Batasan Masalah
5. Pengertian Repowering
6. Penelitian terdahulu
7. Sistematika Penelitian
8. Flowchart Permodelan
9. Permodelan PLTU menggunakan GC
10. Perhitungan HRSG & GT
11. Matriks perbandingan GT
12. Permodelan PLTGU menggunakan GC
13. Analisa dan Pembahasan
14. Kesimpulan



**M**

## LATAR BELAKANG PENELITIAN

### 1. EFISIENSI PLTU YANG RENDAH



± 38 %

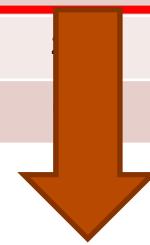


**w**

## LATAR BELAKANG PENELITIAN

### 2. Usia Kerja PLTU 3 PJB UP Gresik yang sudah tua

No .	Unit	Daya terpasang (MW)	Mulai beroperasi
1 .	PLTU 1	100	31 Agustus 1981
2 .	PLTU 2	100	14 November 1981
3 .	PLTU 3	200	15 Maret 1988
4	PLTU 4		01 Juli 1988
	Total		



1. Penurunan Efisiensi Thermal 40.12 % menjadi 34.75%
2. Penurunan Daya dari 200 MW menjadi 179 MW (berdasarkan performance test bulan April 2015)



## Rumusan Masalah



Bagaimana langkah-langkah (prosedur) penerapan *repowering* pada sistem pembangkit listrik tenaga uap?



Bagaimana pengaruh penerapan *repowering* terhadap performa kerja sistem pembangkit meliputi perubahan nilai efisiensi termal, heat rate, dan daya yang dihasilkan?



## Tujuan Penelitian



1. Untuk mendapatkan efisiensi thermal PLTU pada kondisi normal (sebelum dilakukan *repowering*)
2. Untuk mengetahui prosedur penerapan *repowering* pada sistem PLTU
3. Untuk mengetahui Jumlah Turbin gas dan *HRSG* yang dibutuhkan dalam *repowering*
4. Untuk mengamati perubahan - perubahan yang terjadi setelah repowering (*Efisiensi*, *Heat rate*, & daya)

## Batasan Masalah



1. Analisa berdasarkan data operasi PLTU Unit 3 Gresik



2. Komponen yang dihilangkan dari siklus referensi (PLTU 3) adalah boiler, sedangkan untuk komponen - komponen lainnya tetap dipertahankan



3. Properties, dan spesifikasi komponen PLTU unit 3, tetap dipertahankan pada modifikasi repowering



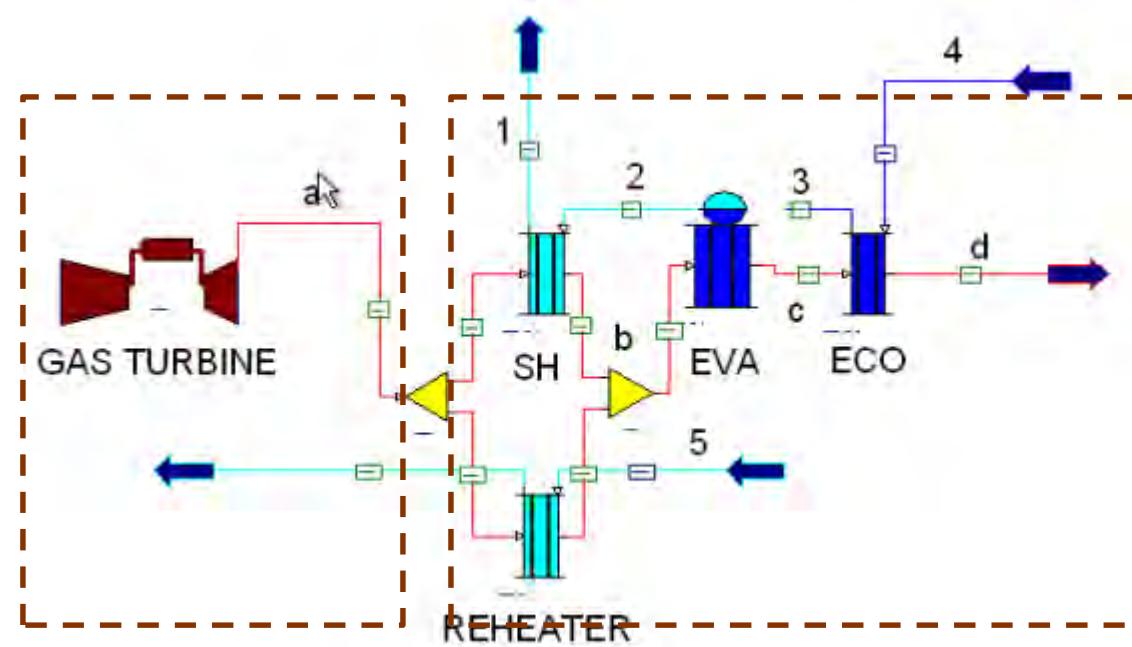
4. Properties bahan bakar yang digunakan gas turbin menggunakan data aktual pada boiler sesuai uji di PT. Petrokimia Gresik



## Batasan Masalah

- 5. Siklus yang bekerja diasumsikan dalam keadaan tunak (*steady state*)
- 6. Rugi - rugi panas di instalasi perpipaan diabaikan
- 7. Kebocoran pada sistem di instalasi perpipaan diabaikan
- 8. Luas lahan tidak diperhitungkan

# Pengertian Repowering



Pemanfaatan gas buang dari turbin gas, untuk meningkatkan performa kerja PLTU



## Pengertian Repowering



Full Repowering

VS

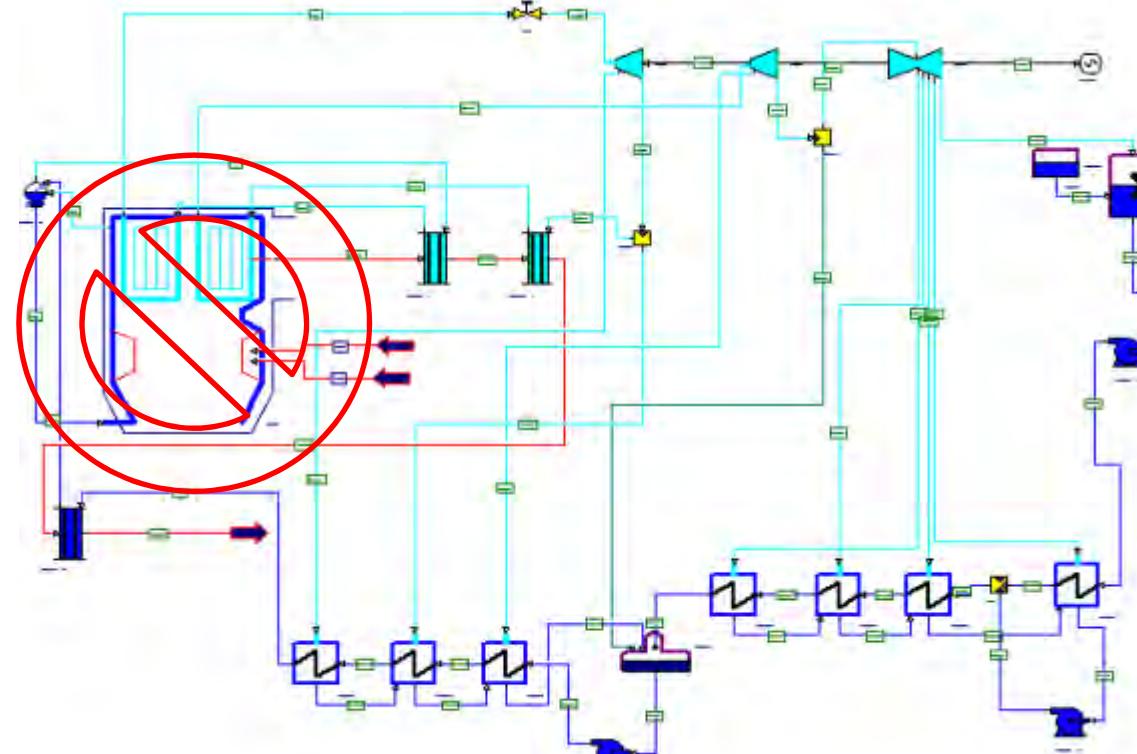


Partial Repowering

W

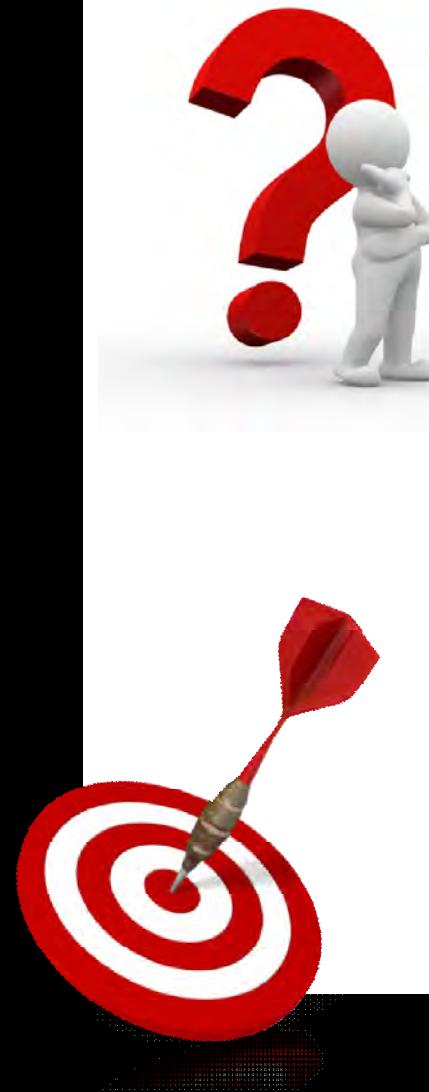
## Pengertian Repowering

### Full Repowering

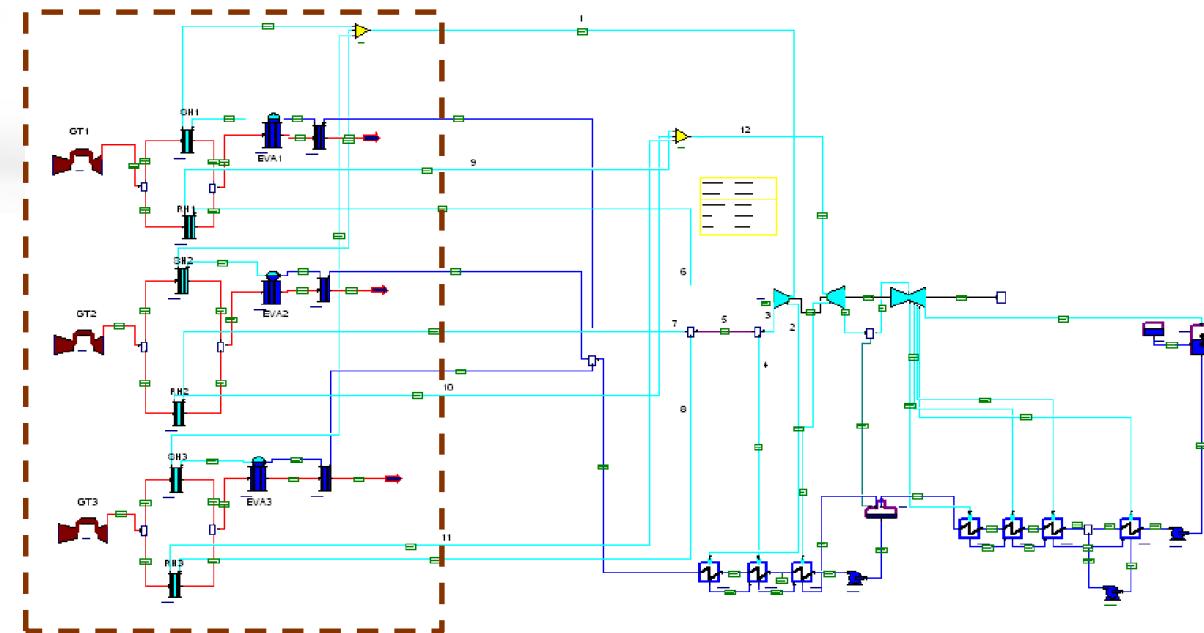


**M**

# Pengertian Repowering

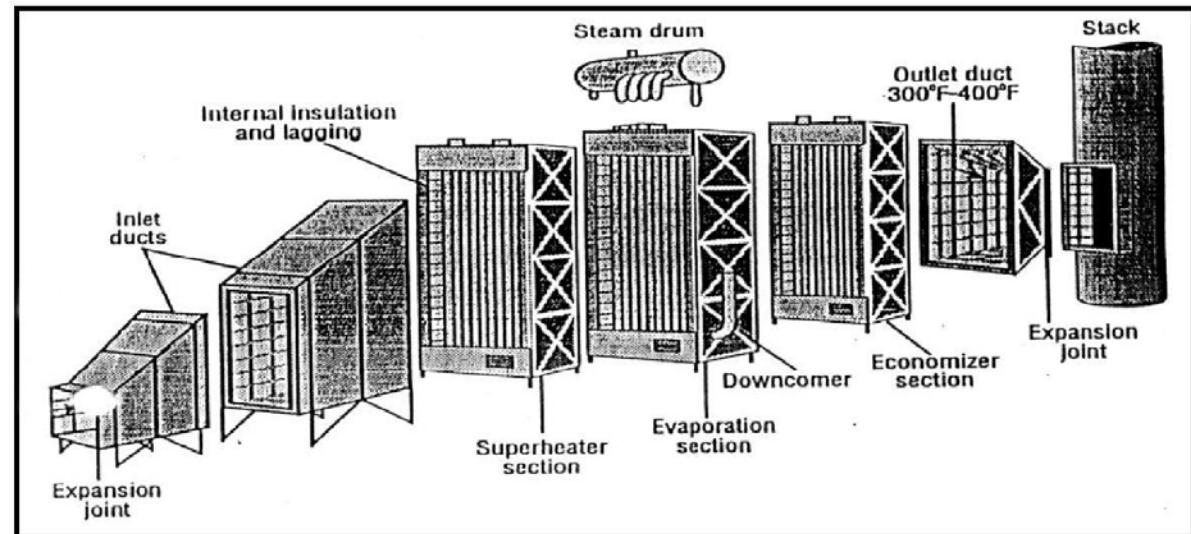


## Full Repowering



## Pengertian Repowering

### Full Repowering



*HRSG berfungsi untuk memanaskan feed water dengan memanfaatkan panas gas buang turbin gas yang akan digunakan sebagai penggerak turbin uap.*



# Pengertian Repowering

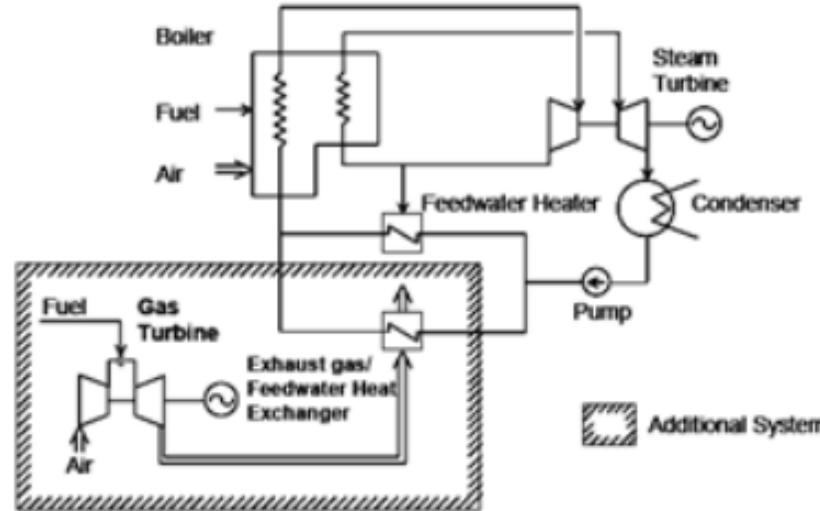


Figure 1: Schematic diagram of using a gas turbine to repower a coal fired power plant to cover peak loads [1–3]

Partial Repowering



# Penelitian Terdahulu

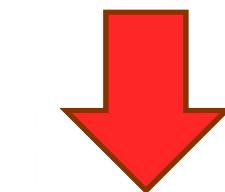


***Using Two Types of Heat Recovery Steam Generator For Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method***

Oleh: Karim Maghsoudi Mehraban, Vahid Rohani, Abdollah Mehrpanahi, and Sadegh Nikbakht Naserabad (2014)

***25 years old 100 MW power plant***

***Efficiency 31,46 %***



***26,81 %***

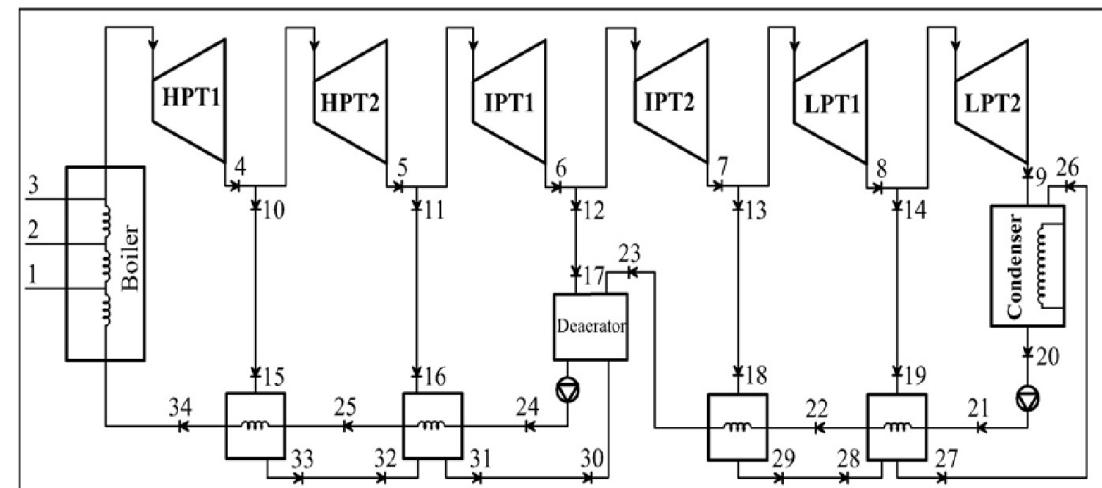


Figure 1. Schematic Diagram Of Be'sat Steam Power plant

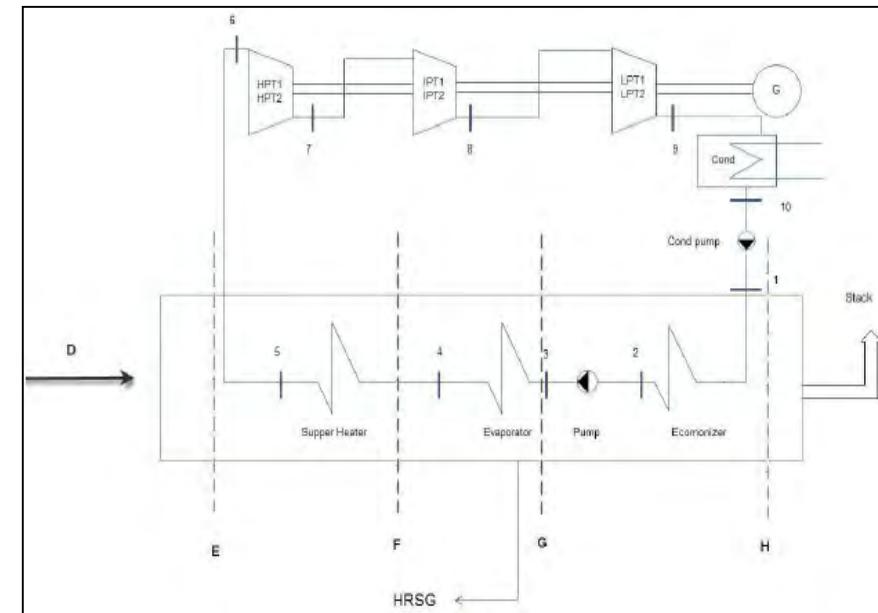


# Penelitian Terdahulu



***Using Two Types of Heat Recovery Steam Generator For Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method***

Oleh: Karim Maghsoudi Mehraban, Vahid Rohani, Abdollah Mehrpanahi, and Sadegh Nikbakht Naserabad (2014)



Skema combine cycle dengan single pressure HRSG



# Penelitian Terdahulu

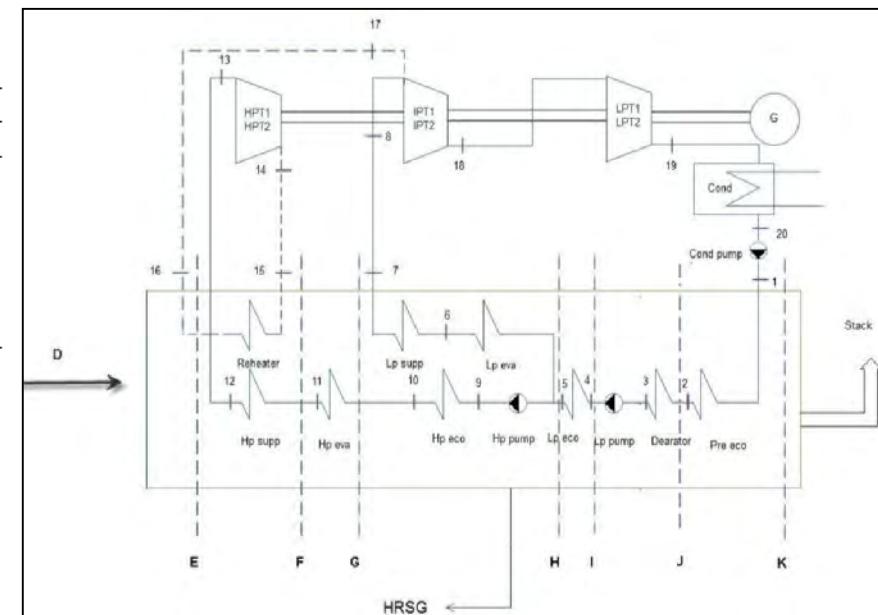


## *Using Two Types of Heat Recovery Steam Generator For Full Repowering A Steam Power Plant And Its Analysis By Exergy Method*

Oleh: Karim Maghsoudi Mehraban, Vahid Rohani, Abdollah Mehrpanahi, and Sadegh Nikbakht Naserabad (2014)

Parameter	Unit	Combined cycle configuration	
		single-pressure	dual-pressure
Net power output of GT cycle	MW	160	160
Net power output of steam cycle	MW	59.54	74.23
Net power output of the plant	MW	219.54	234.23
Thermal efficiency of the plant	%	43.24	44.39
Exergetic efficiency of the plant	%	41.94	43.06

Efisiensi design PLTU= 31.46 %  
Efisiensi terkini PLTU= 26.81 %



Skema *combine cycle* dengan *dual pressure HRSG*



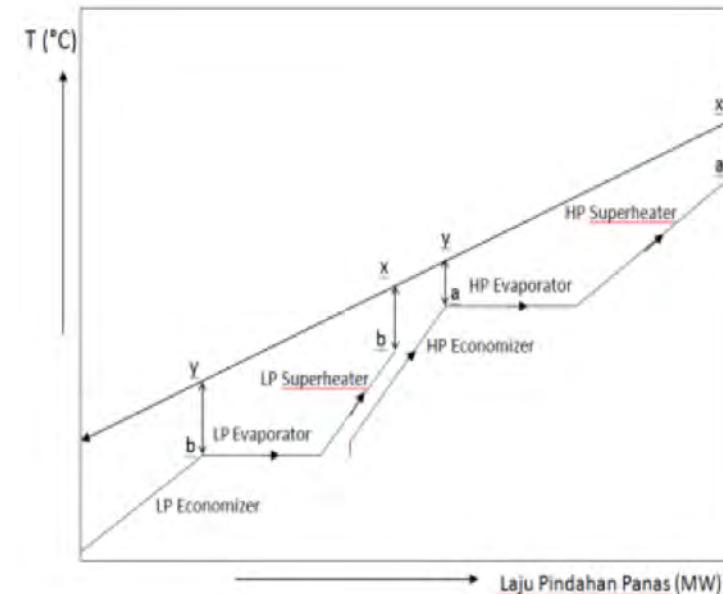
# Penelitian Terdahulu



**Perancangan Ulang Heat Recovery Steam Generator Dengan Dual Pressure Melalui Pemanfaatan Gas Buang Sebuah Turbin Gas Berdaya 160 MW**

Oleh: F. Burlian dan A. Ghafara (2013)

- ❖ Perancangan ulang HRSG dilakukan berdasarkan data survei di PT PJB UP Muara Tawar, Bekasi
- ❖ Gas buang yang digunakan sebagai sumber panas HRSG berasal dari sebuah gas turbine Alstom GT13E2 berdaya 160 MW dengan mass flowrate 528,4 kg/s dan temperatur gas buang mencapai 549,666 °C



[-- Profil diagram temperatur gas dan uap dual pressure HRSG --](#)



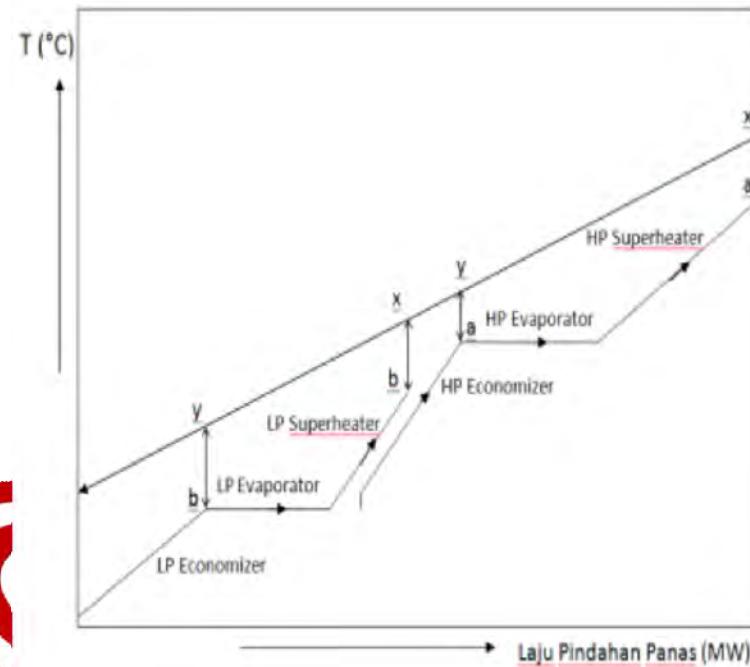
# Penelitian Terdahulu



**Perancangan Ulang Heat Recovery Steam Generator Dengan Dual Pressure Melalui Pemanfaatan Gas Buang Sebuah Turbin Gas Berdaya 160 MW**

Oleh: F. Burlian dan A. Ghafara (2013)

Untuk mengetahui distribusi temperatur pada tiap titik bagian HRSG, dilakukan langkah dan ketentuan sebagai berikut:



1. Menentukan nilai pinch point x-a dan y-b Pada penelitian ini diambil pinch point 20 °C untuk sisi high pressure dan 15 °C untuk sisi low pressure
2. Menentukan kondisi fluida kerja pada tiap titik keadaan dari beberapa parameter yang sudah diketahui seperti P feedwater, T gas buang, mass flowrate gas buang, pinch point

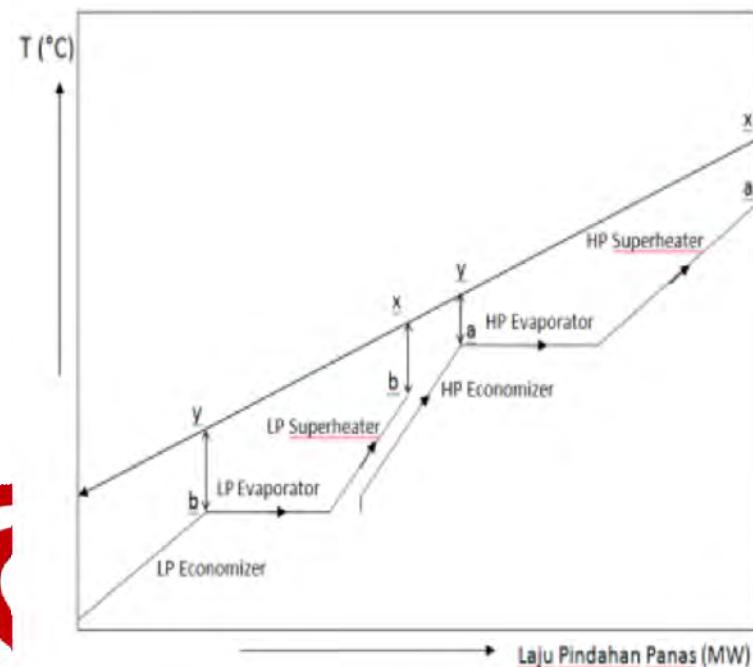


# Penelitian Terdahulu



**Perancangan Ulang Heat Recovery Steam Generator Dengan Dual Pressure Melalui Pemanfaatan Gas Buang Sebuah Turbin Gas Berdaya 160 MW**

Oleh: F. Burlian dan A. Ghafara (2013)



Dari perhitungan, diperoleh distribusi temperatur pada tiap titik bagian HRSG sebagai berikut:

### High Pressure

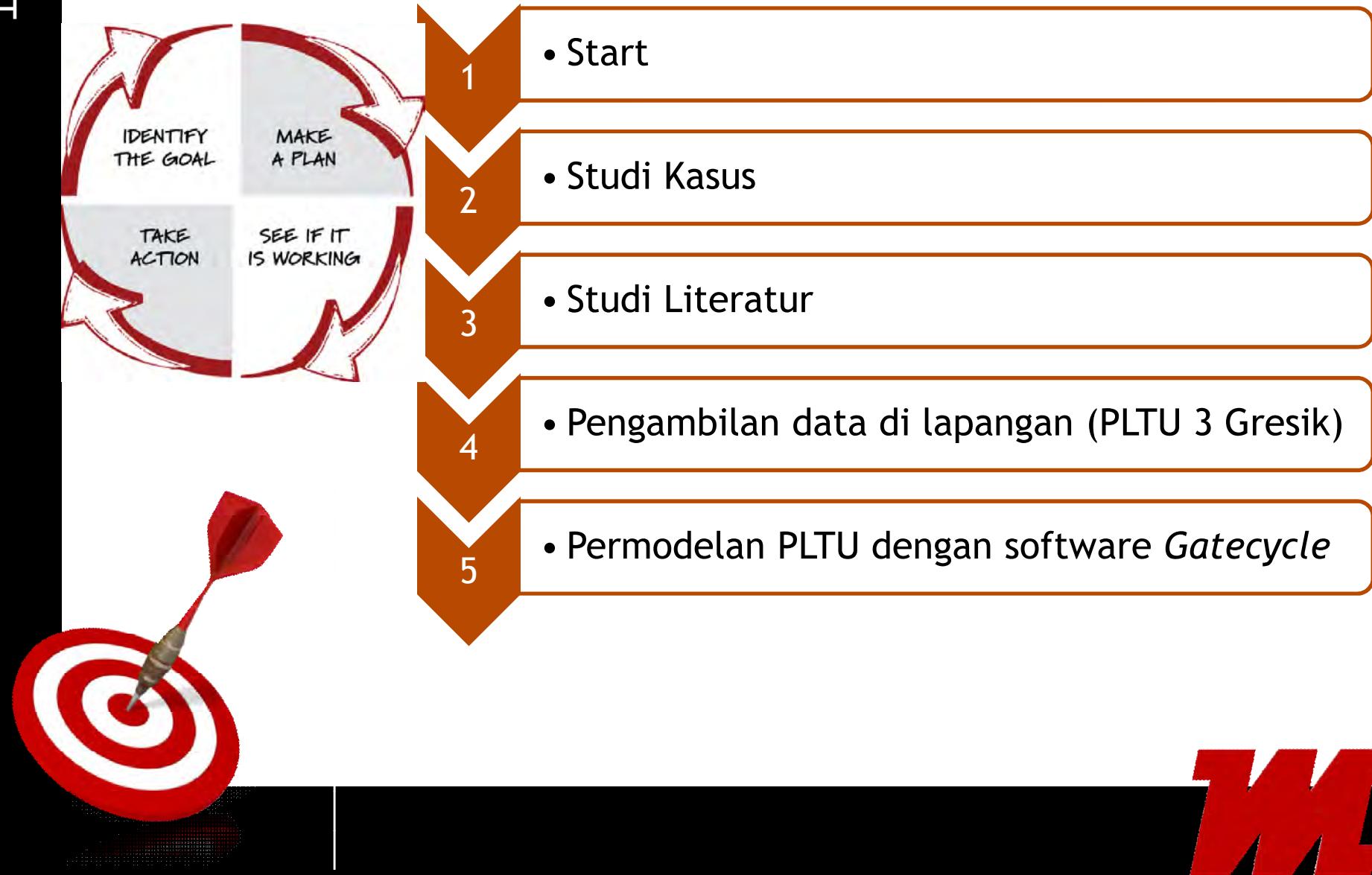
- T masuk superheater = 538,673 °C
- T masuk evaporator = 468,75 °C
- T masuk economizer = 304,563 °C

### Low Pressure

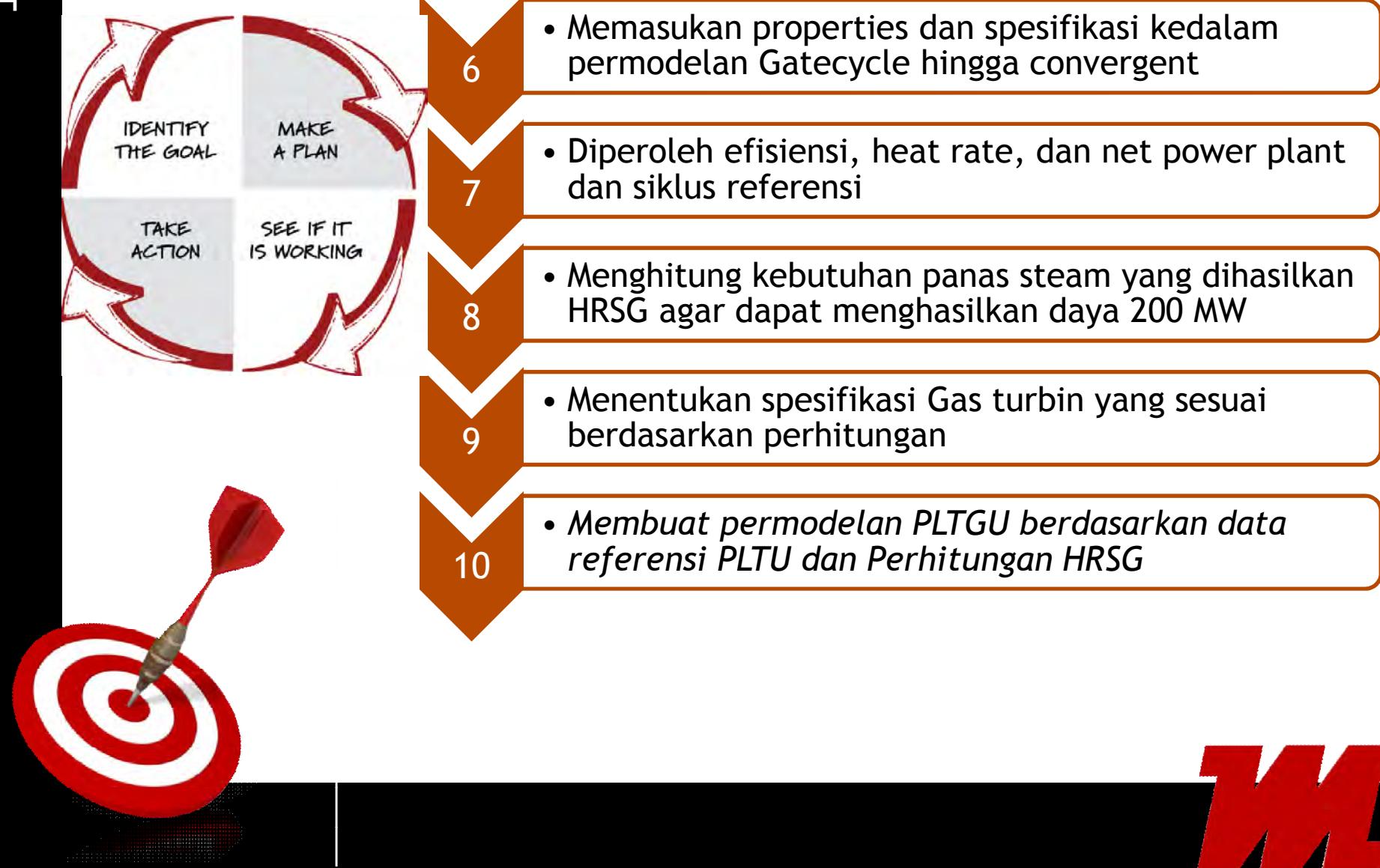
- T masuk superheater = 248,443 °C
- T masuk evaporator = 243,035 °C
- T masuk economizer = 174,989 °C
- T masuk cerobong = 158,308 °C



# Sistematika Penelitian



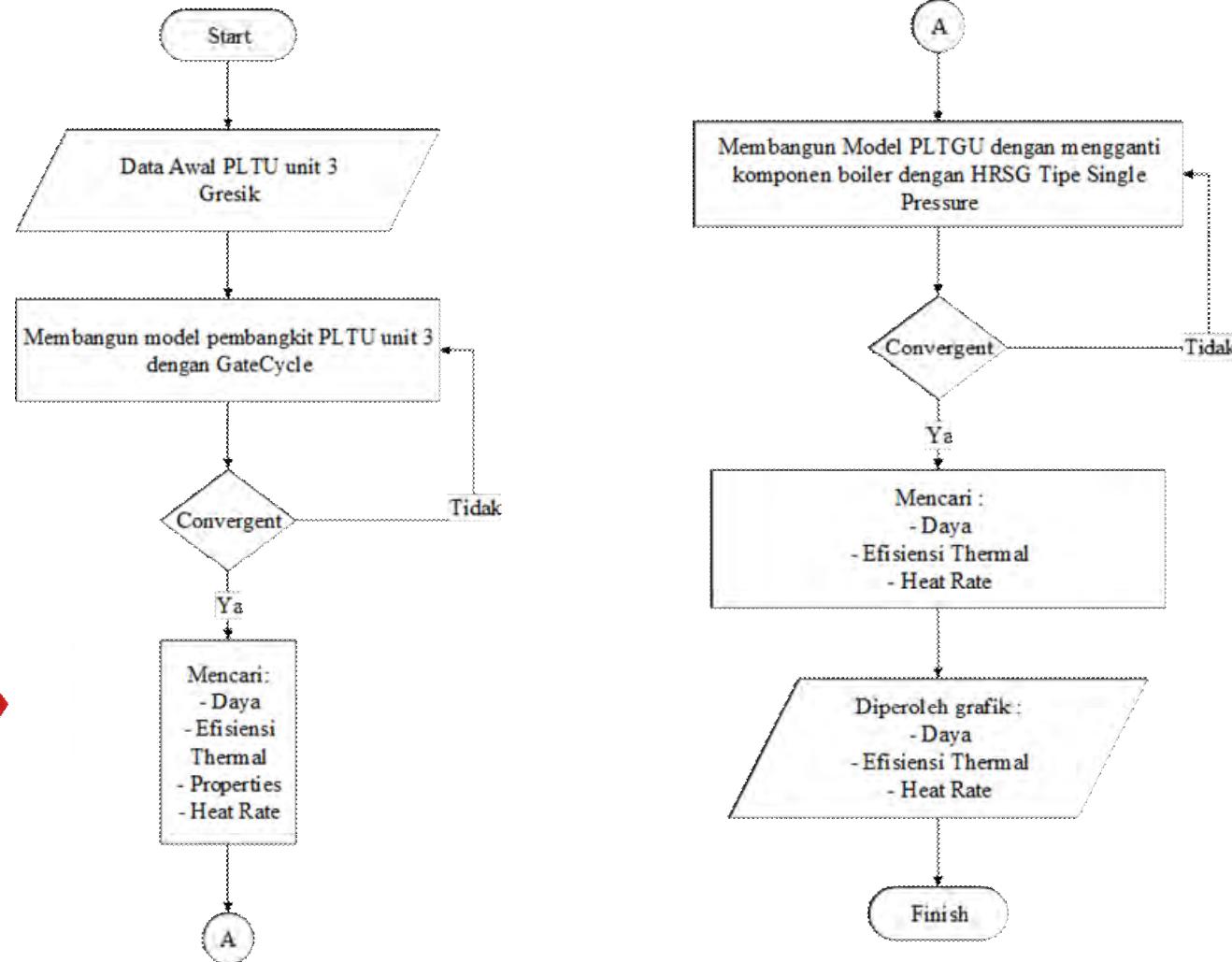
# Sistematika Penelitian



## Sistematika Penelitian

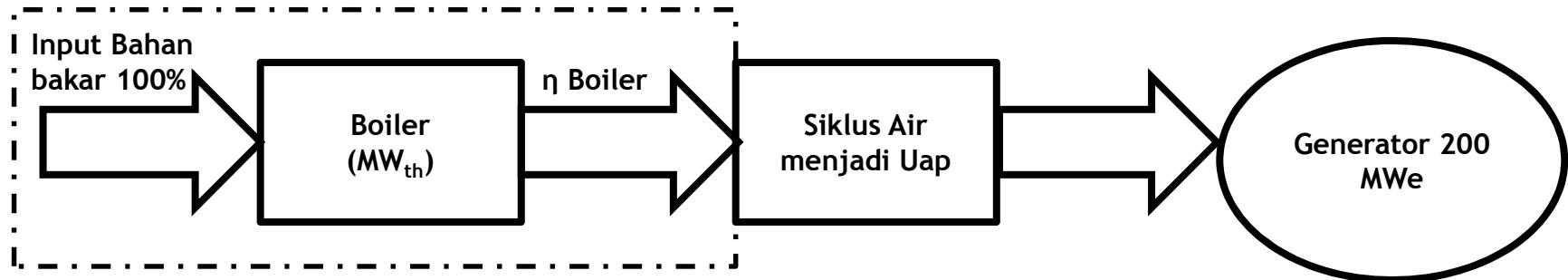


# Flowchart Permodelan

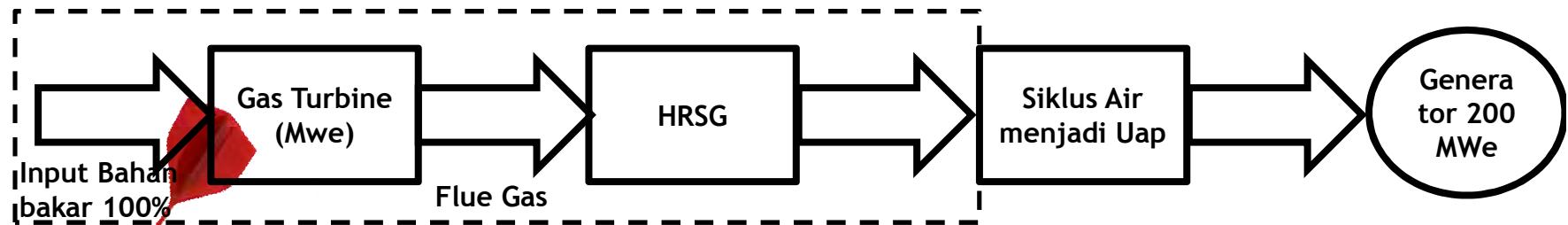


# Repowering PLTU 3

Block Diagram PLTU 3



Block Diagram PLTGU setelah Repowering

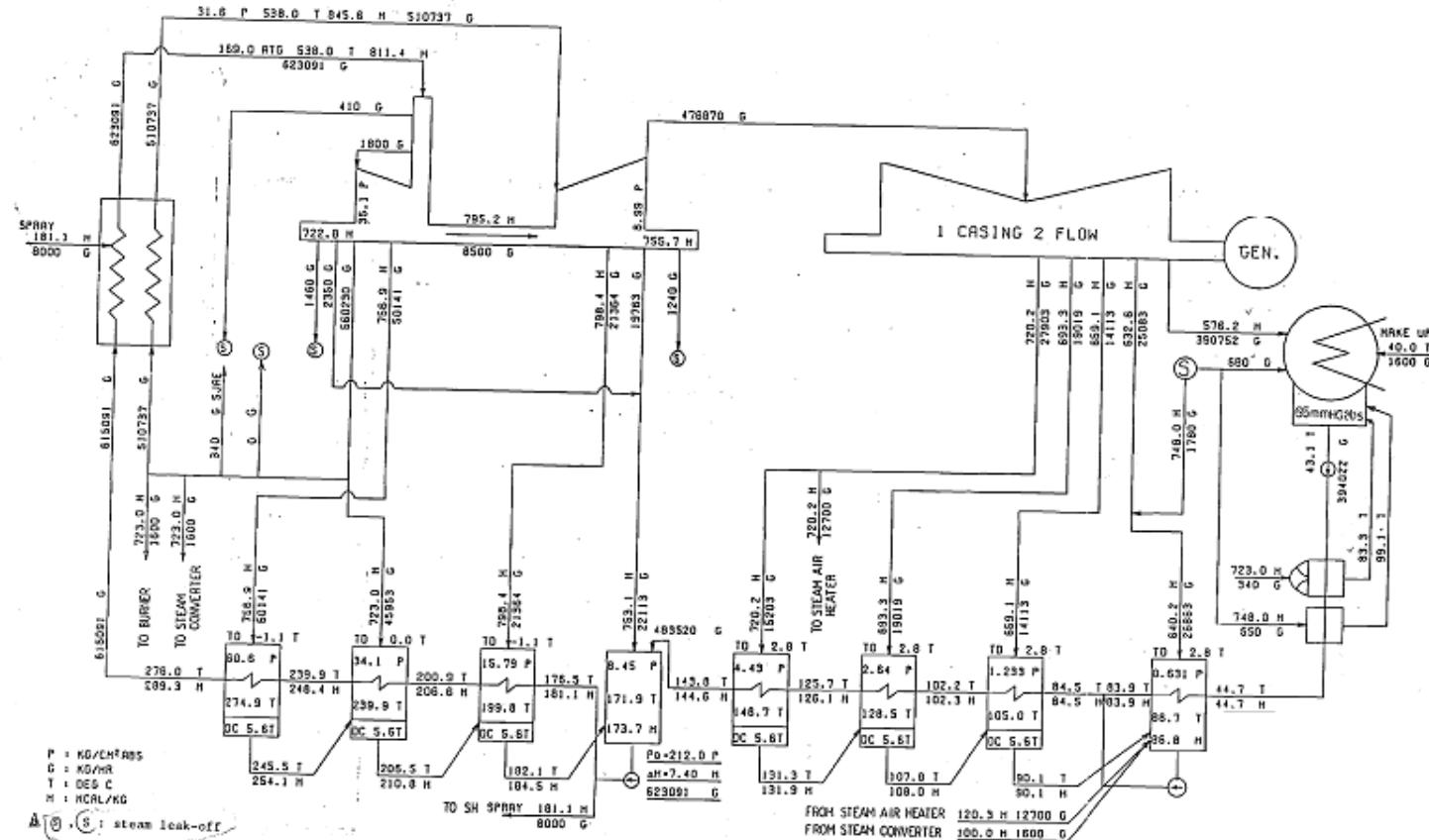


$$Q_{\text{boiler}} = Q_{\text{HRSG}}$$



ON TARGET

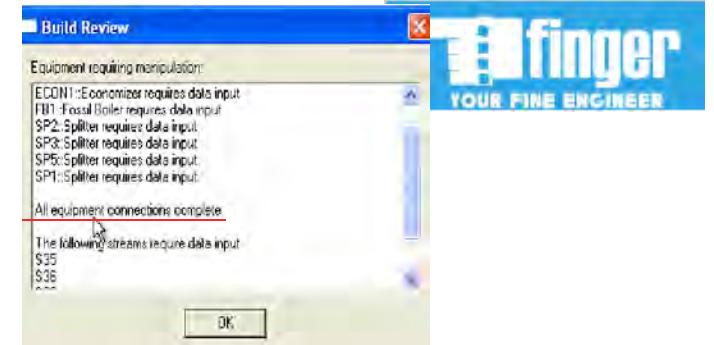
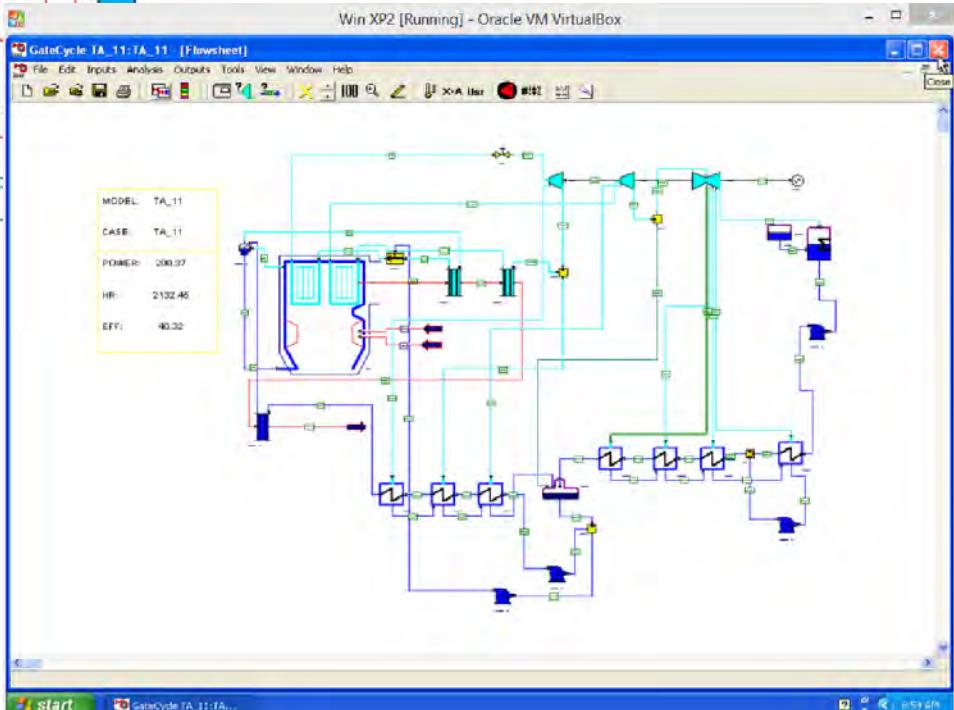
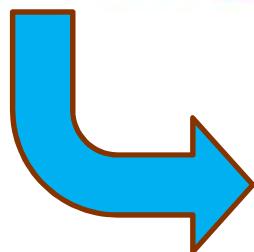
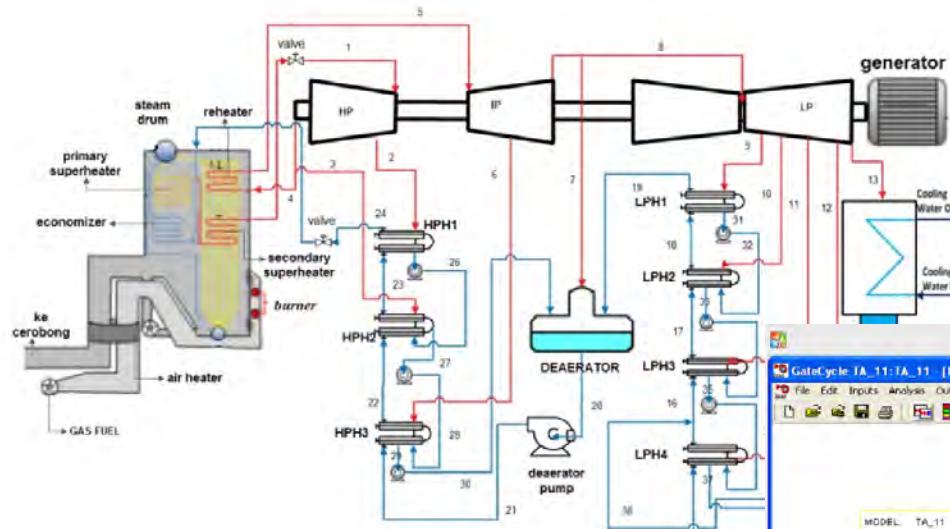
# Permodelan PLTU 3



**M**

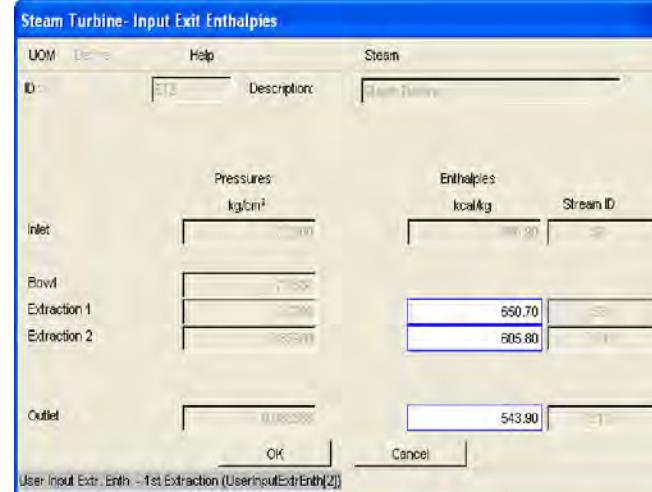
ON TARGET

# Permodelan PLTU 3

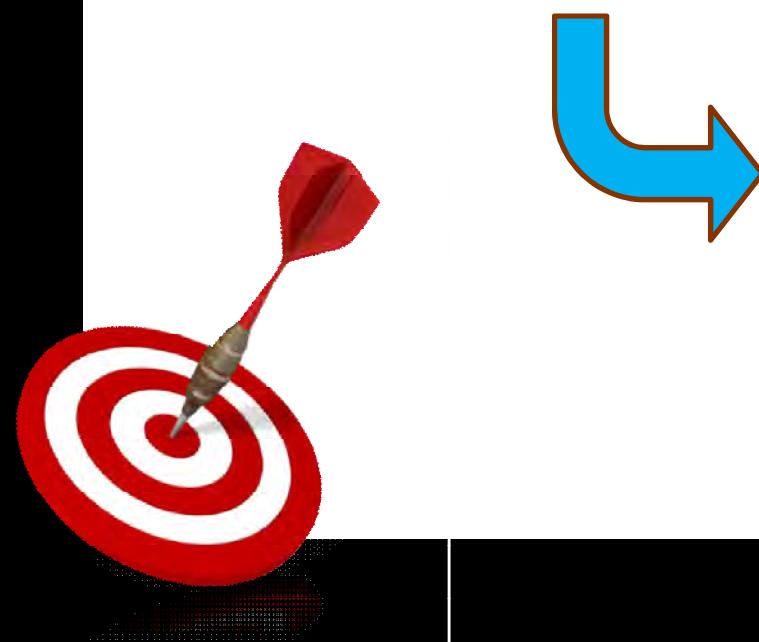
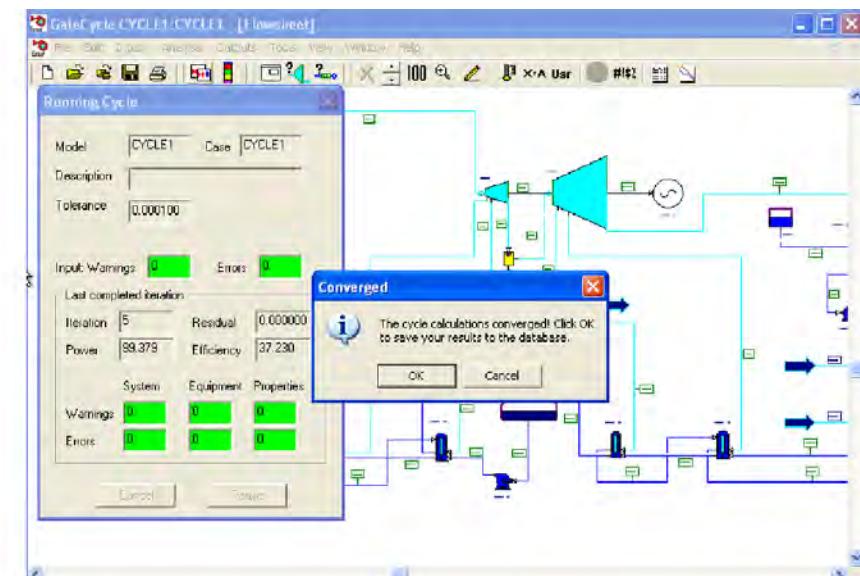


W

# Permodelan PLTU 3

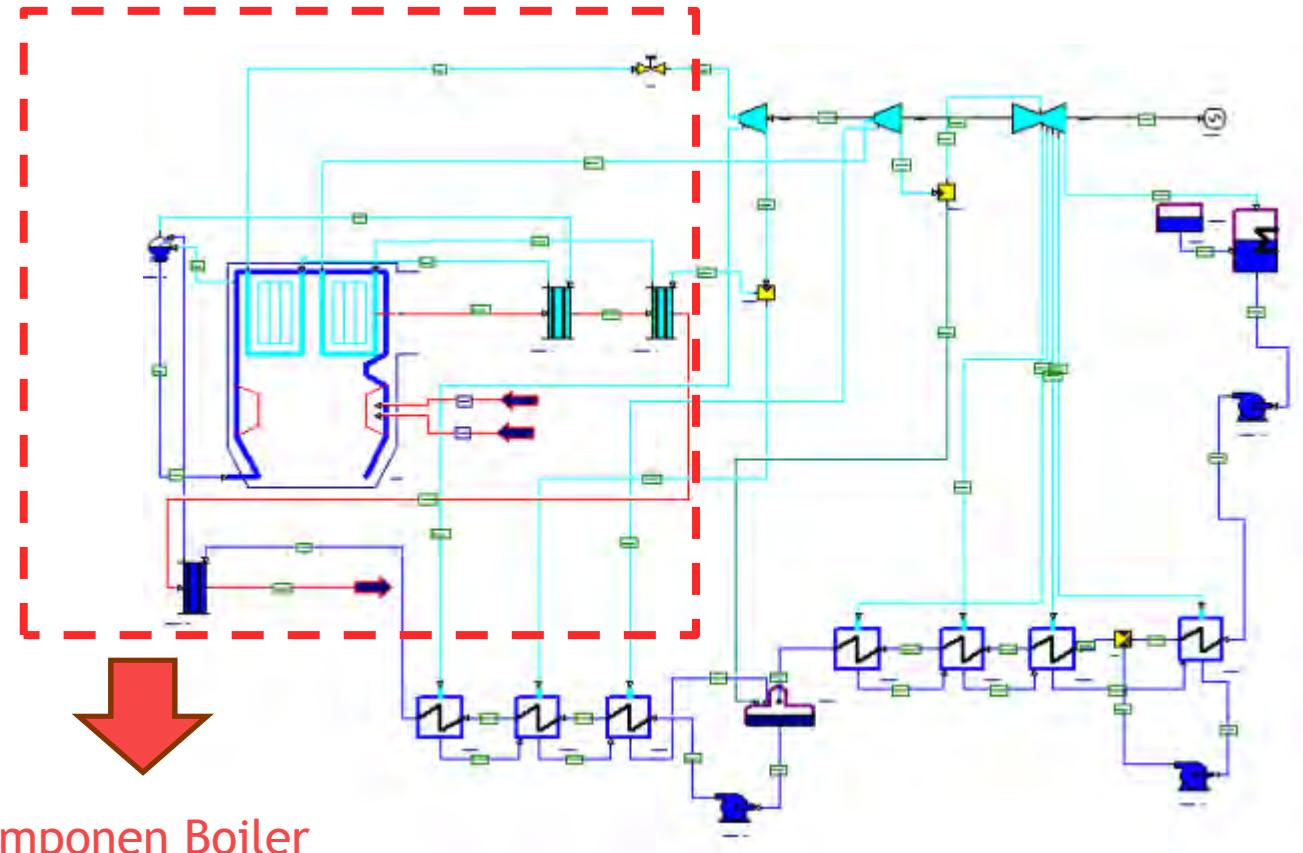


Performa	Efisiensi	Net Power	Heat rate	Kebutuhan bahan bakar	
	%	MW	kcal/kW-hr	kg/hr	MMSCFD
PLTU aktual	34.75	179	2350.28	31745.2	34.79
PLTU design (HB)	45%	197.65	1895		
PLTU design (GC)	40.12	199.36	2143.24	39754	43.57



ON TARGET

# Permodelan PLTGU



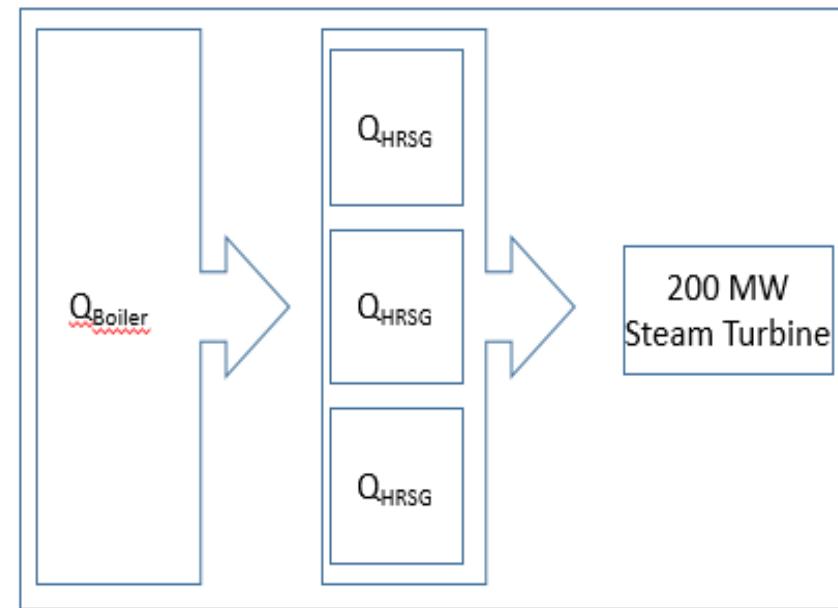
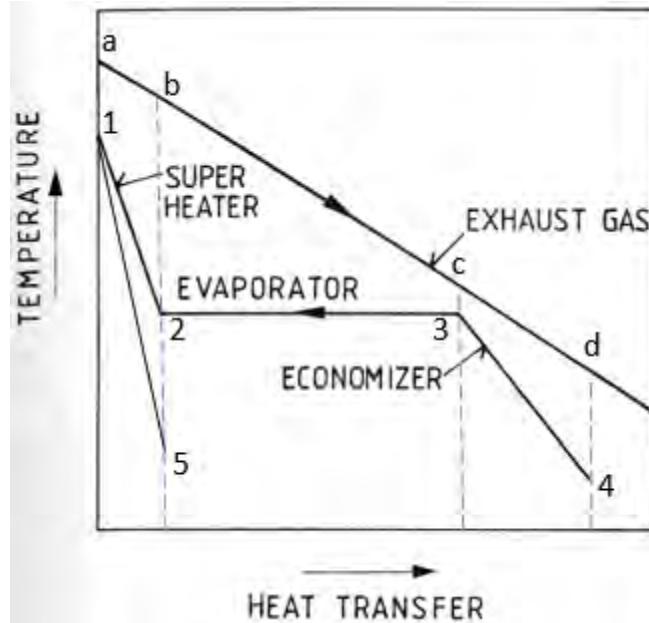
Komponen Boiler  
diganti dengan  
HRSG



**w**

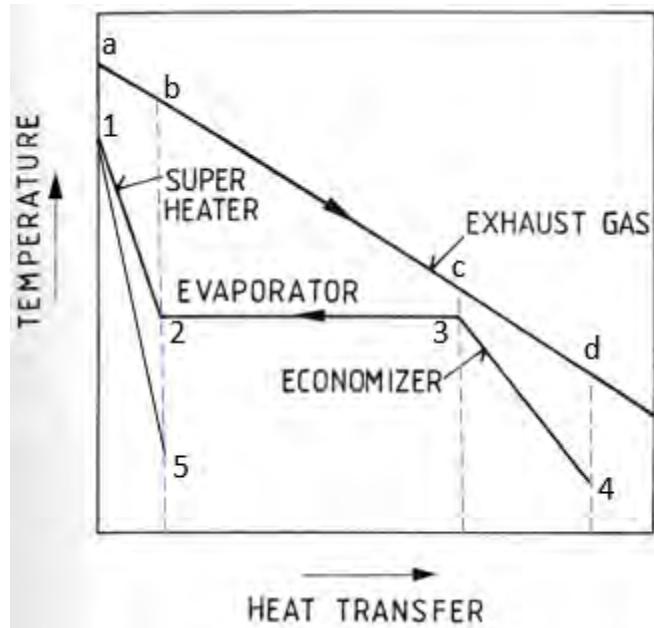
# Permodelan PLTGU

Perhitungan menentukan spesifikasi GT & HRSG



# Permodelan PLTGU

Menentukan besarnya Q pada setiap komponen HRSG



Q pada *Economizer*.

$$\begin{aligned}Q_{\text{eco}} &= \dot{m}_s(h_3 - h_4) \\&= 170.86 \text{ Kg/s.}(1697,22 - 1212,16) \text{ KJ/kg} \\&= 82702 \text{ KW}\end{aligned}$$

Q pada *Evaporator*.

$$\begin{aligned}Q_{\text{eva}} &= \dot{m}_s(h_2 - h_3) \\&= 170.86 \text{ Kg/s.}(2543,4 - 1697,22) \text{ KJ/kg} \\&= 145045 \text{ KW}\end{aligned}$$

Q pada *Superheater*.

$$\begin{aligned}Q_{\text{sh}} &= \dot{m}_s(h_1 - h_2) \\&= 170.86 \text{ Kg/s.}(3394,9 - 2543,4) \text{ KJ/kg} \\&= 145487 \text{ KW}\end{aligned}$$

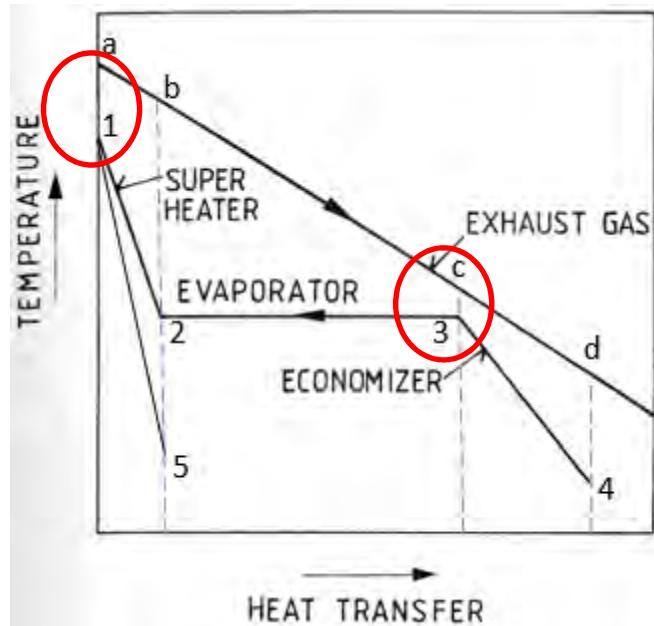
Q pada *Reheater*.

$$\begin{aligned}Q_{\text{rh}} &= \dot{m}_{\text{rh}}(h_1 - h_5) \\&= 141.87 \text{ Kg/s.}(3538 - 3024,2) \text{ KJ/kg} \\&= 72893 \text{ KW}\end{aligned}$$



# Permodelan PLTGU

Menentukan besarnya Exhaust temperature pada gas turbin menggunakan metode pinch point



$$\begin{aligned} T_a &= T_1 + \text{Pinch point} \\ &= 538 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 558 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= T_3 + \text{Pinch point} \\ &= 354.51 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 374.51 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$



W

# Permodelan PLTGU

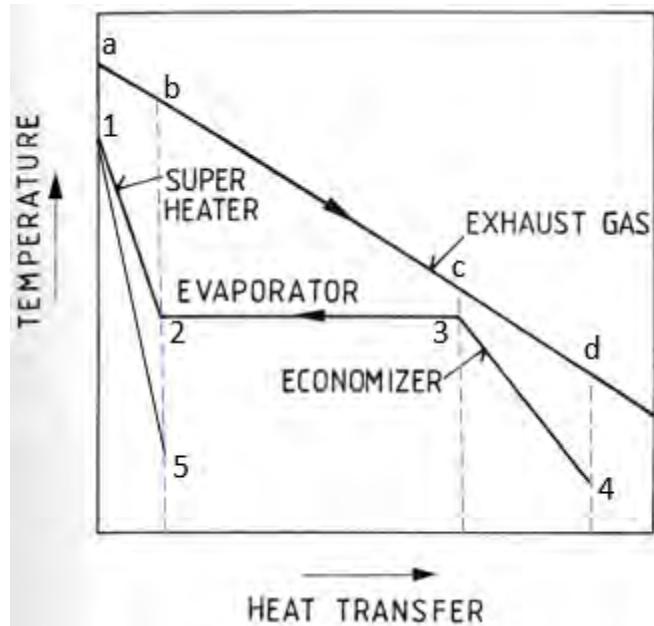
Berdasarkan perhitungan metode pinch point dipilih turbin gas dengan temperatur diatas 558 C

Type	Frekuensi (Hz)	Power Generation (MW)	Efficiency (%)	Heatrate (kJ/kWh)	Exhaust Flow (kg/h)	Exhaust Temp. (oC)
MITSUBISHI M701DA	50	144.09	34.8	10350	1630800	542
MITSUBISHI M501 DA	60	113.95	34.9	10320	1274400	543
MITSUBISHI H-50	50/60	57.4	37.8	9508	543600	564
MITSUBISHI H-100 (100)	50	99	36.7	9806	1051200	534
MITSUBISHI H-100 (100)	60	101.3	37.8	9531	1040400	527
MITSUBISHI H-100 (110)	50	112.4	38.2	9417	1108800	538
MITSUBISHI H-100 (110)	60	116.2	38.8	9275	1098000	544
MITSUBISHI 701F	50	259	37.4	9356	2289600	577
MITSUBISHI 701G	50	308	38.8	9272.4	2622261	580
SIEMENS SGT-800	50/60	47.5	37.7	9557	478080	541
SIEMENS SGT-800	50/60	50.5	38.3	9407	483120	553
SIEMENS SGT-750	50/60	37.03	39.5	9120	411120	459
SIEMENS SGT-700	50/60	32.82	37.2	9675	342000	533
GE 6B.03	50/60	43.1	33.5	10740.6	522360	539.4
GE 6F.03	50/60	79.2	36	9991.5	770400	591.7
GE 7E.03	60	90	33.9	10614.0	1051560	545.6



# Permodelan PLTGU

Menghitung massflow gas buang yang dibutuhkan



Keadaan titik a

- Temperature : 558 °C
- Enthalpy : 602,27 KJ/Kg

Keadaan titik c

- Temperature : 372.87 °C
- Enthalpy : 389,05 KJ/Kg

$$Q_{sh} + Q_{eva} + Q_{rh} = \dot{m}_{gas} (h_a - h_c)$$

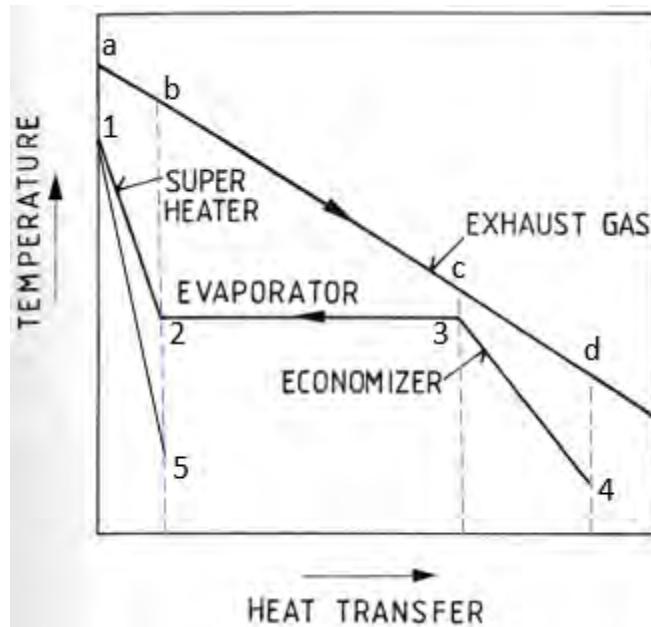
$$(145487+145045+72893) \text{ KW} = \dot{m}_{gas} (602.27 - 389.05) \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{gas,tot} = 1704,449 \text{ Kg/s} = 6136016,4 \text{ Kg/Hr}$$



# Permodelan PLTGU

Menghitung kebutuhan gas turbin dan Formasi HRSG yang digunakan

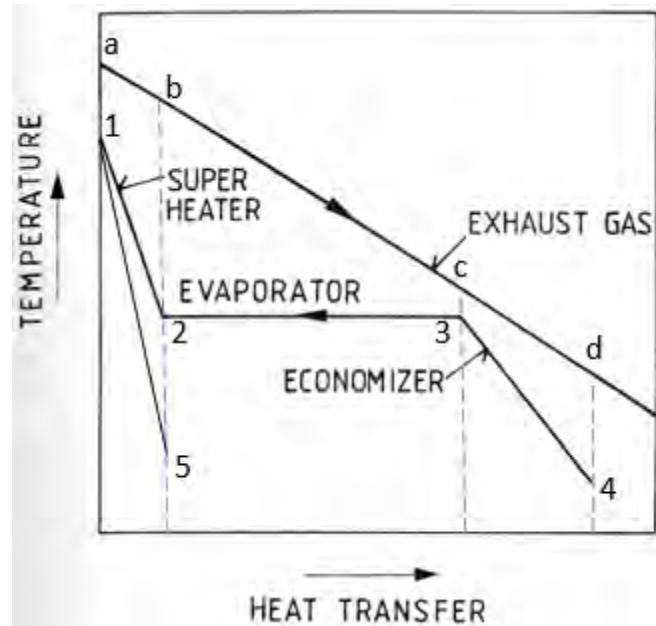


$$\frac{\dot{m}_{gas\ tot}}{\dot{m}_{gt\ max}} = \frac{6155735,916 \text{ Kg/Hr}}{2289600 \text{ Kg/Hr}} = 2.63 \approx 3 \text{ gas turbine}$$



# Permodelan PLTGU

Menghitung massflow rate gas yang memasuki reheat



$$Q_{rh1} = \dot{m}_{gas\ rh} (h_a - h_b) = 72924,7 \text{ KW} / 3 = 24308,2 \text{ KW}$$

$$Q_{rh1} = \dot{m}_{gas\ rh} (h_a - h_b)$$

$$24308,2 \text{ KW} = \dot{m}_{gas\ rh} (598,89 - 499,14) \text{ KJ/kg}$$

$$\dot{m}_{gas\ rh} = 243,69 \text{ Kg/s} = 877290 \text{ Kg/Hr}$$

**w**

# Permodelan PLTGU

Dari perhitungan, diperoleh hasil dan ketentuan

Repowering dilakukan dengan formasi 3-3-1:  
3 turbin gas, 3 HRSG, dan 1 steam turbine

Perencanaan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) :

- HRSG tipe single pressure (satu tingkat tekanan)
- Pinch point: 20 °C
- T gas masuk superheater: 558 °C
- T gas masuk evaporator: 444.43 °C
- T gas masuk economizer: 367.2 °C
- T gas masuk stack: 320.68 °C
- Uap yang dihasilkan, T uap: 538 °C  
P uap: 174.65 kg/cm<sup>2</sup>  
Laju aliran: 615091 kg/hr



## Permodelan PLTGU

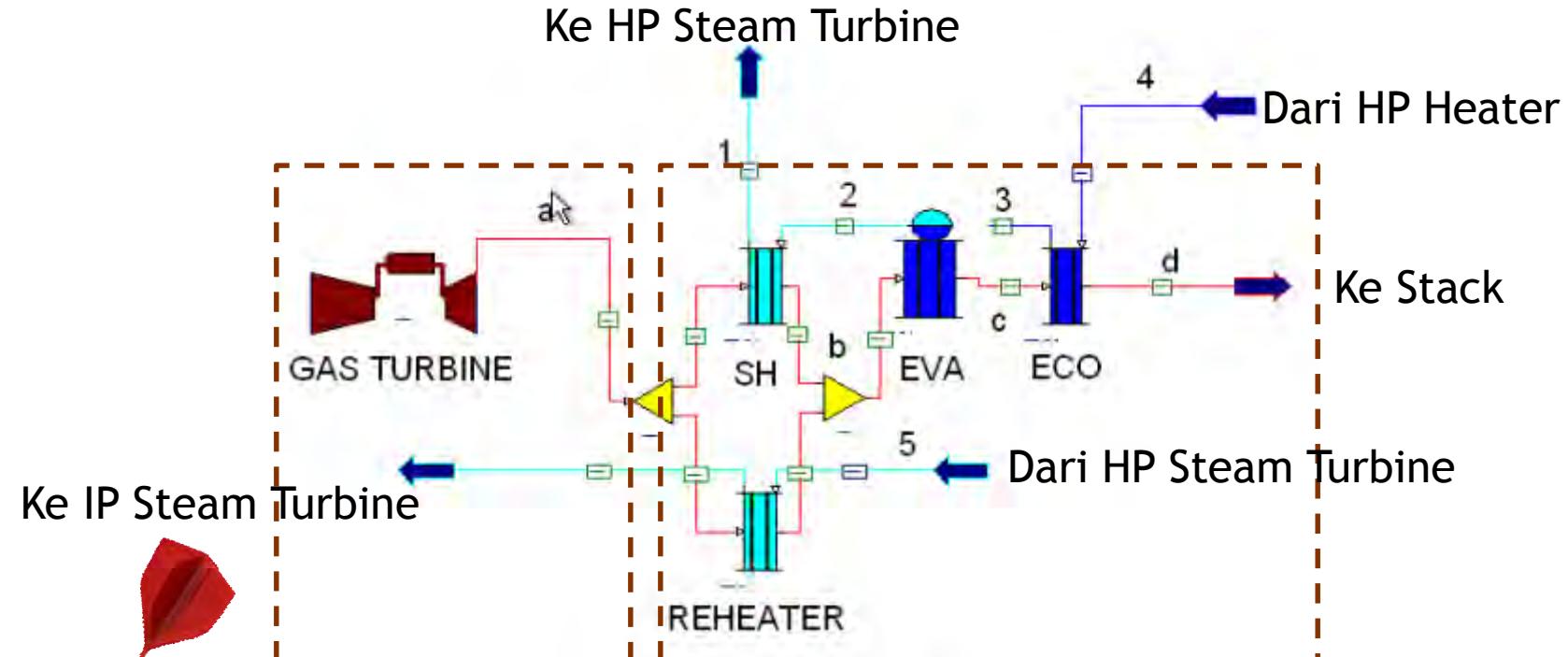
### Spesifikasi Gas turbin yang digunakan

- Manufaktur : Mitsubishi
- Seri : 701F
- *Combustor temperature* : 1485,2 °C
- Temperatur gas buang : 577 C
- Daya : 259 MW
- *Massflow rate* : 2289600 Kg/Hr  
: 636 Kg/s



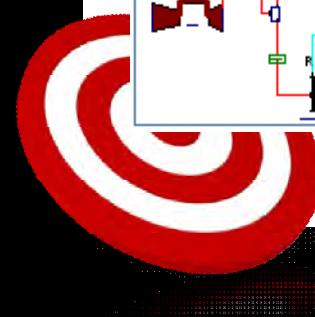
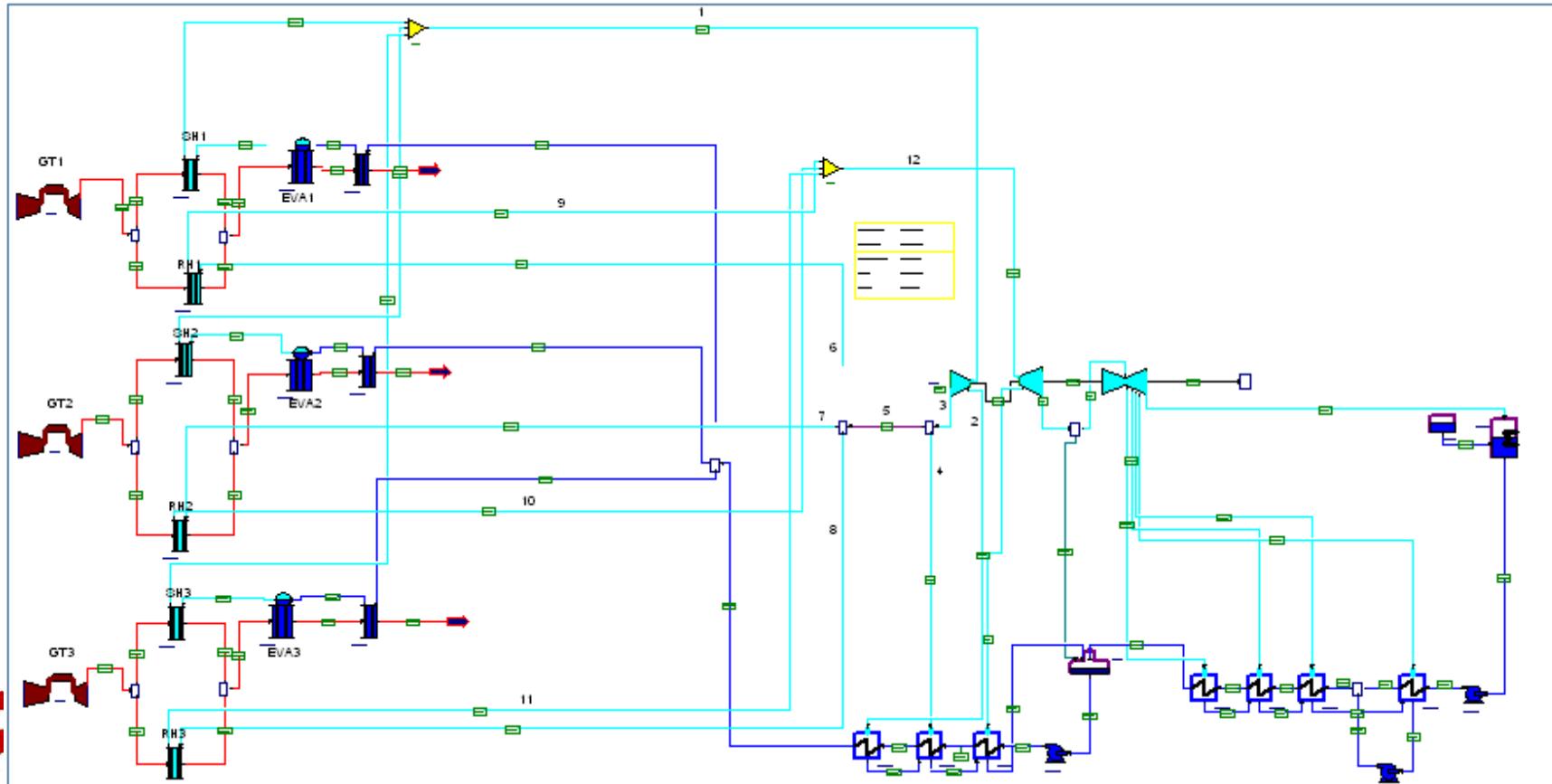
# Permodelan PLTGU

Menambah Komponen Turbin Gas dan HRSG pada permodelan



# Permodelan PLTGU

Membangun Repowered Cycle (PLTGU) dengan formasi 3-3-1

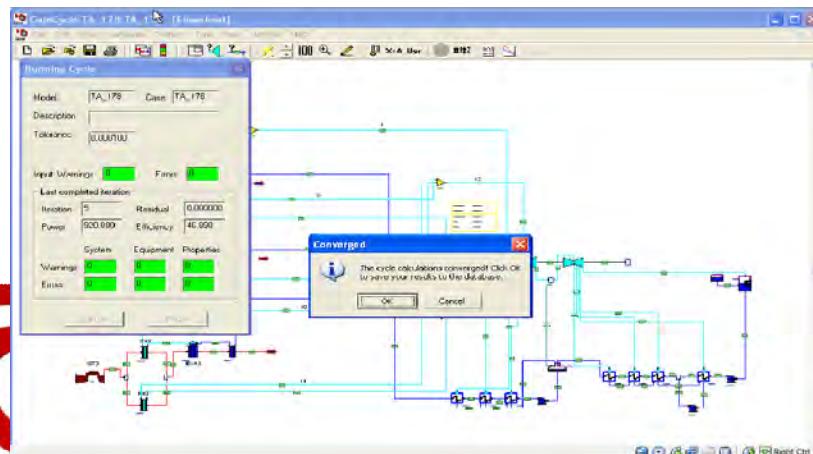


# Permodelan PLTGU

## Input data dan properties Gas Turbin dan HRSG

No.	Nama komponen	Data input	Nilai	Satuan
1	Gas Turbine	Exhaust temperature	558	C
2		Fuel	System gas fuel	
3	Economizer	Water outlet temperature	352.87	C
4	Evaporator	Steam production	205030	Kg/Hr
5	Superheater	Approach temperature	20	C
6	Reheater	Approach temperature	20	C

## Simulasi hasil permodelan



Efficiency	Net Power	Heat rate	Fuel consumption	
%	MW	kcal/kW-hr	kg/hr	MMSCFD
46.38	739.54	1853.6	126968.4	139.14

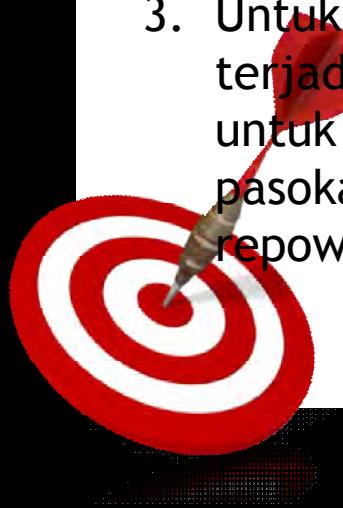


## Analisa dan Pembahasan

### Perbandingan hasil simulasi PLTU dan PLTGU

Performa	Efisiensi	Net Power	Heat rate	Kebutuhan bahan bakar	
	%	MW	kcal/kW-hr	kg/hr	MMSCFD
PLTU aktual	34.75	179	2350.28	31745.2	34.79
PLTU design (GC)	40.12	199.36	2143.24	39754	43.57
PLTGU design (GC)	46.38	739.54	1853.6	126968	139.14

1. Terjadi kenaikan efisiensi sebesar 6.77% dari efisiensi design, dan kenaikan efisiensi sebesar 12.14% dari PLTU aktual
2. Dari hasil simulasi, didapatkan penurunan heatrate sebesar 309.94 kcal/kW-hr setelah dilakukan repowering
3. Untuk meningkatkan nilai efisiensi dari 40.12% menjadi 46.38% terjadi penambahan pasokan gas mencapai 3 kali lipat. Sebelumnya untuk memproduksi energi listrik sebesar 200 MW hanya dibutuhkan pasokan bahan bakar sebesar 43.57 MMSCFD, setelah dilakukan repowering bahan bakar naik sebesar 139.14 MMSCFD.



## Kesimpulan

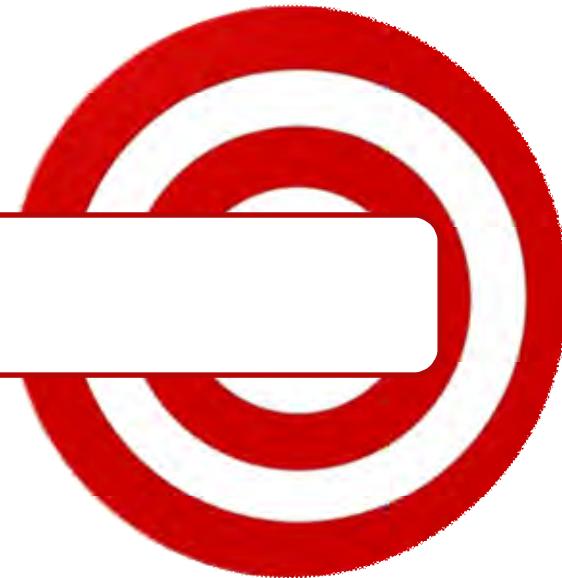
1. Power plant hasil repowering menggunakan formasi 3-3-1, yaitu terdiri dari 3 gas turbin, 3 HRSG, dan 1 Turbin uap
2. HRSG (heat recovery steam generator) yang direncanakan adalah tipe single pressure. Temperatur asuk HRSG adalah 558 C, dan temperatur stack sebesar 320.68 C dengan massflow gas sebesar 557.83 Kg/s
3. Kondisi gas buang pada setiap titik bagian HRSG
  - T masuk superheater : 558 C
  - T masuk Evaporator : 444.43 C
  - T masuk Economizer : 380.41 C
  - T keluar Economizer : 320.68 C
4. Efisiensi siklus meningkat sebesar 6.27 % dari PLTU design, dan 12.14% dari PLTU aktual.
5. Net power mengalami kenaikan sebesar 541.83 MW terhadap PLTU design.
6. Nilai heat rate mengalami penurunan dari 2143.24 kcal/kW-hr menjadi 1853.3 kcal/kW-hr pada PLTGU hasil repowering



ON TARGET



**TERIMA KASIH**



**w**

## ON TARGET



ass

$$\text{C:} \quad b = 8$$

$$\text{H:} \quad 2c = 18$$

$$\text{O:} \quad 2b + c + 2e = (1.5)(12.5)(2)$$

$$\text{N:} \quad d = (1.5)(12.5)(3.76)$$



$$\overline{h}_{RP} = \sum_{P} n_p \overline{h}_p - \sum_{R} n_r \overline{h}_r$$

ON TARGET



**PT PETROKIMIA GRESIK**  
Pembuat pupuk terlengkap di Indonesia

**KANTOR PUSAT:**  
Jl. Industri Almunar Yogyakarta 51119  
Kota Pro : 021 2681111 - 2681121, 2682100, 2682200  
Fax : 021 2681111 - 2682100  
E-mail : pt.petrokimia-gresik.com  
Web Page : www.petrokimia-gresik.com

**KANTOR PERWAKILAN:**  
Kantor Pro : Jl. Taman Anggrek III No. 26 Jakarta (11810)  
Telepon : 021 5348298, 5348642  
Facsimile : 021 5348296  
E-mail : pt.petrokimia-gresik@petrokimia-gresik.com

**PUSAT LAYANAN PELANGGAN:**  
Telp/pos. Bantul Solo : 0800 142020 & 0800 1388777  
Facsimile : 021 3979976  
E-mail : layananpelanggan@petrokimia-gresik.com

Gresik, 3 Februari 2014  
Nomor : 0134 /SA.04.01/39/KR/2014

**LAPORAN HASIL UJI**  
(Analysis Report)

**Nomor Lab**: 915  
**Jenis Contoh**: Natural Gas  
**Tgl Pengambilan Contoh**: 29 Januari 2014  
**Tempat Pengambilan Contoh**: SFC # 2 PLTU Gresik  
**Permintaan**: PT PJB Unit Pembangkitan Gresik  
**Referensi**: Dep. Jasa Teknik & Konstruksi PT. Petrokimia Gresik  
**Hasil Uji**  
**Analisis Rencana**  
**Jenis Uji**  
**Item of Analysis**

	Satuan	Hasil Uji
1. Nitrogen	N <sub>2</sub>	% Mole :
2. Carbon Dioxide	CO <sub>2</sub>	% Mole :
3. Methane	CH <sub>4</sub>	% Mole :
4. Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	% Mole :
5. Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	% Mole :
6. I-Butane	I-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	% Mole :
7. N-Butane	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	% Mole :
8. I-Pentane	I-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	% Mole :
9. N-Pentane	n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	% Mole :
10. Hexane Plus	C <sub>6</sub> +	% Mole :
Total ( % Mol )	:	100.000
11. Compressibility Factor @ 60°F ,14.7 psia	:	0.99773
12. Specific Gravity Gas Real @ 60°F ,14.7 psia	:	0.59809
13. Gross Heating Value , BTU / Real CF	:	1041.07167

PT. Petrokimia Gresik  
Dep. Proses & Pengelolaan Energi

*[Signature]*  
Ir. Anis Emam, MT  
Manager