TUGAS AKHIR

ANALISA DAN STUDI PERFORMA PLTGU BERDASARKAN KONDISI OPERASI DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE TEMPO

SYUKRON MASRURI
NRP. 2113.106.047

Pembimbing:
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016

FINAL PROJECT

ANALYSIS AND STUDY OF PERFORMANCE COMBINE CYCLE POWER PLANT BASED ON OPERATING CONDITIONS USED SOFTWARE CYCLE TEMPO

SYUKRON MASRURI
NRP. 2113.106.047

Supervisor :
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

ANALISA DAN STUDI PERFORMA PLTGU BERDASARKAN KONDISI OPERASI DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE TEMPO

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 :
SYUKRON MASRURI
NRP. 2113 106 047

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. ....(Pembimbing)
   NIP. 197804012002121001
2. Bambang Arip D.,S.T.,M.Sc.,Ph.D. ....(Penguji 1)
   NIP. 197804012002121001
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. ....(Penguji 2)
   NIP. 197301161997021001
4. Ary Bachtiar K.P, S.T., M.T., Ph.D. ....(Penguji 3)
   NIP. 197105241997021001

KEMENTERIAN RISET, TEKNOLOGI DAN PENDIDIKAN TINGGI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN

SURABAYA
JANUARI, 2016

ANALISA DAN STUDI PERFORMA PLTGU BERDASARKAN KONDISI OPERASI DENGAN MENGGUNAKAN *SOFTWARE CYCLE TEMPO*

Nama Mahasiswa	**:**	**Syukron Masruri**
NRP	**:**	**2113106047**
Jurusan	**:**	**Teknik Mesin FTI – ITS**
Dosen Pembimbing	**:**	**Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.**

ABSTRAK

PT PLN (persero) Pembangkitan Cilegon memiliki 1 unit Pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU) dengan konfigurasi 2 – 2 – 1, yaitu 2 unit turbin gas, 2 unit HRSG dan 1 unit turbin uap. Kapasitas terpasang pada PLTGU tersebut adalah 740 MW, pada kondisi aktual sebuah pembangkit listrik tidak selalu bekerja sesuai dengan desain, terdapat kondisi – kondisi yang membuat kerja dari pembangkit berbeda pada setiap waktunya, salah satunya adalah akibat dari maintenance pada HRSG. Kondisi operasi ini membuat PLTGU beroperasi dari 2 GT – 2 HRSG – 1 ST menjadi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST.

Pada penelitian ini akan dilakukan investigasi dengan menggunakan proses simulasi untuk mendapatkan karakteristik operasi dari PLTGU Cilegon pada kondisi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST menjadi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST. Proses simulasi menggunakan software cycle tempo, dimana dilakukan dengan membangun terlebih dahulu model operasi PLTGU 1 GT – 1 HRSG – 1 ST kemudian hasil permodelan tersebut menjadi patokan dalam memodelkan kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST, setelah permodelan selesai dibangun akan didapatkan data hasil simulasi operasi tersebut, kemudian data simulasi tersebut dibandingkan dan dicari deviasi terhadap efisiensi yang terjadi.

Setelah simulasi dilakukan diketahui bahwa perbedaan efisiensi yang terjadi saat PLTGU beroperasi pada kondisi 1 GT – 1 HRSG

– ST dan 2 GT – 2 HRSG – 1 ST bernilai sangat kecil, deviasi yang terjadi adalah 0,089%. Masing – masing nilai efisiensi dan power yang dihasilkan adalah Efisiensi turbin gas =33,323 % dengan nilai power 222,1 MW, Efisiensi combine cycle 1 GT – 1 HRSG – 1 ST=49,536 % dengan nilai power 330.1 MW, dan Efisiensi combine cycle 2 GT – 2 HRSG – 1 ST=49,447 % dengan nilai power 659,1 MW. Nilai heat rate mengalami kenaikan dari 6953,13 kJ/kWh pada PLTGU dioperasikan pada konfigurasi 1 – 1 – 1 menjadi 6965,65 kJ/kWh pada saat PLTGU dioperasikan pada konfigurasi 2 – 2 – 1.

ANALYSIS AND STUDY OF PERFORMANCE COMBINE CYCLE POWER PLANT BASED ON OPERATING CONDITIONS USED SOFTWARE CYCLE TEMPO

Name **: Syukron Masruri**
NRP **: 2113106047**
Major **: *Mechanical Engineering* FTI - ITS**
Supervisor **: Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.**

ABSTRACT

PT PLN (Persero) Cilegon Power had 1 unit of combine cycle power plant (PLTGU) with configuration 2 - 2 - 1, that were 2 units of gas turbine, 2 units of HRSG and 1 unit of steam turbine. PLTGU installed capacity was 740 MW, but the actual condition of a power plant did not always work in appropriate with the design, there were conditions that made the difference work of plant at any given time, one of which was a result of the maintenance in the HRSG. These operating conditions made PLTGU operated from 2 GT - 2 HRSG - 1 ST to 1 GT - 1 HRSG - 1 ST.

This research would be investigated used the simulation process to obtain the operating characteristics of PLTGU Cilegon on condition 1 GT - 1 HRSG - 1 ST to 2 GT - 2 HRSG - 1 ST. Simulation process used the software cycle tempo, which was done first by building model of operation PLTGU 1 GT - 1 HRSG - 1 ST and then the results of modeling had be a benchmark in modeling the operating conditions 2 GT - 2 HRSG - 1 ST, after modeling was completed it would be obtained the data of the simulation operating results, then the simulation data were compared and searched deviation of the efficiency that occurred.

After the simulation was known that differences in efficiency occurred when operating at conditions PLTGU 1 GT - 1

HRSG - ST and 2 GT - 2 HRSG - 1 ST value was very small, the deviation was 0.089%. Each value of the efficiency and power generated was the gas turbine efficiency = 33.323% with a value of power 222.1 MW, efficiency of combine cycle 1 GT - 1 HRSG - 1 ST = 49.536% with a value of power 330.1 MW, and efficiency of combine cycle 2 GT - 2 HRSG - 1 ST = 49.447% with a value of power 659.1 MW. The value of heat rate increased from 6953.13 kJ / kWh on PLTGU was operated in configurations 1-1-1 to 6965.65 kJ / kWh currently PLTGU was operated at configuration 2 – 2 – 1.

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala rahmat serta karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul "Analisa Dan Studi Performa PLTGU Berdasarkan Kondisi Operasi dengan Menggunakan Software Cycle Tempo" 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. Orangtua tercinta Bapak Hamdan Alm dan Ibu Kholisoh serta adikku Arif Fadlan dan Nur Rifki Sabila atas semua doa, perhatian dan dukungan baik moril maupun materil yang telah diberikan.
2. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ary Bachtiar K.P.,S.T.,M.T.,Ph.D, Bapak Bambang Arip D.,S.T.,M.Sc.,Ph.D dan Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen penguji atas semua masukan dan arahan demi kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Bapak Triyogi Yuwono,Ir.,Dea.,Dr.,Prof. selaku dosen wali yang telah memberikan arahan selama masa perkuliahan.
5. 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.

6. Rekan – rekan di PT PLN (Persero) JMK UMK II dan khususnya TSK Jaringan Jawa Timur I yang telah banyak membantu dalam tugas dan pekerjaan serta memberikan kelonggaran waktu sehingga saya dapat mengikuti kegiatan perkuliahan di ITS dengan lancar.
7. Seluruh teman-teman seperjuangan LJ Mesin 2013 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, 19 Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL......i
LEMBAR PENGESAHAN......v
ABSTRAK......vii
***ABSTRACT* ......ix**
KATA PENGANTAR......xi
DAFTAR ISI......xiii
DAFTAR GAMBAR......xv
DAFTAR TABEL......xvii
BAB I PENDAHULUAN......1
1.1. Latar Belakang......1
1.2. Perumusan Masalah......3
1.3. Batasan Masalah......3
1.4. Tujuan Penelitian......4
1.5. Manfaat Penelitian......4
1.6. Sistematika Penulisan......5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA......7
2.1. Tinjauan Thermodinamika......7
2.2. Proses Kerja dan Komponen PLTGU......13
2.3. Parameter Kinerja & *Heat rate*......21
2.4. *Software Cycle Tempo*......21
2.5. Penelitian Terdahulu......23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN......29
3.1. Tahapan Penelitian......29
3.2. Permodelan Power Plant......31
3.3. Flowchart Permodelan Pembangkit dengan Menggunakan Cycle Tempo......39
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN......41
4.1. Model Pembangkit PLTGU Cilegon......41
4.2. Membangun model PLTGU Cilegon......44
4.3. Analisa kondisi Permodelan operasi 50% beban ST ...49
4.4. Permodelan operasi 100% beban ST......58
4.5. Analisa dan Pembahasan......62

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN......................................67
5.1. Kesimpulan 67
5.2. Saran 67
DAFTAR PUSTAKA xix

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. Ideal Siklus Brayton dan T-S Diagram....................7
Gambar 2. 2. Skema proses dan T-S Diagram Ideal 10
Gambar 2. 3. Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap 12
Gambar 2. 4. Contoh skema proses kerja PLTGU 13
Gambar 2. 5. Konfigurasi Full Block : 2 GT, 2 HRSG, 1 ST 15
Gambar 2. 6. Turbin Gas Mitsubishi M701F 15
Gambar 2. 7. Turbin Uap..16
Gambar 2. 8. Generator Listrik 17
Gambar 2. 9. Tipe HRSG berdasarkan konstruksinya (a) vertical (b) horizontal...18
Gambar 2. 10. Kondensor..19
Gambar 2. 11. Deaerator 20
Gambar 2. 12. Steam Drum...20
Gambar 2. 13. Cycle Tempo 22
Gambar 2. 14. Working Area Cycle Tempo...............................23
Gambar 2. 15. High Pressure net pada HRSG permodelan dengan Apros 24
Gambar 2. 16. Subcritical HRSG permodelan dengan Aspen Plus Dynamics..24
Gambar 2. 17. Exergy Flow Diagram (Grassmann Diagram) dengan Single Pressure.......................................26
Gambar 2. 18.Value Diagram HRSG dengan Triple Pressure 27
Gambar 2. 19.Pemodelan PLTGU Triple Pressure dengan Cycle Tempo 28
Gambar 3. 1. Flowchart tahapan penelitian performa PLTGU Cilegon 31
Gambar 3. 2. Skema permodelan turbin gas...............................32
Gambar 3. 3. Blok diagram kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST 33
Gambar 3. 4. Skema PLTGU kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST 34
Gambar 3. 5. Input properties pada model steam turbine............35

Gambar 3. 6. Skema blok diagram kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST..36
Gambar 3. 7. Skema PLTGU kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST 38
Gambar 3. 8. Flowchart permodelan pembangkit dengan menggunakan Cycle Tempo 40
Gambar 4. 1. Skema dasar PLTGU 44
Gambar 4. 2. Permodelan turbin gas 45
Gambar 4. 3. Susunan exchanger HRSG PLTGU Cilegon 47
Gambar 4. 4. Permodelan PLTGU Cilegon 50% beban ST 48
Gambar 4. 5. Evaporator, approach point dan pinch point dengan cycle tempo...55
Gambar 4. 6. Pinch point pada evaporator HRSG PLTGU Cilegon 55
Gambar 4. 7. Permodelan PLTGU Combine Cycle 50% beban ST 59

DAFTAR TABEL

Tabel 1. 1. Prakiraan Kebutuhan Listrik, Angka Pertumbuhan dan Rasio Elektrifikasi 1
Tabel 2. 1. Hasil permodelan operasi HRSG 25
Tabel 3. 1. Input data permodelan turbin gas 32
Tabel 3. 2. Input data permodelan 50% beban ST 33
Tabel 3. 3. Input properties turbin gas permodelan 100% beban ST 36
Tabel 3. 4. Input properties turbin gas permodelan 100% beban ST 37
Tabel 4. 1. Spesifikasi bahan bakar 41
Tabel 4. 2. Data teknis acuan input 43
Tabel 4. 3. Properties turbin gas 46
Tabel 4. 4. Properties pada turbin gas 49
Tabel 4. 5. Power dan efisiensi turbin gas 50
Tabel 4. 6. Properties pada HRSG konfigurasi 50% beban ST 51
Tabel 4. 7. Power turbin uap 50% beban ST 53
Tabel 4. 8. Nilai approach dan pinch point pada LP evaporator 56
Tabel 4. 9. Power dan efisiensi combine cycle 50% beban ST 56
Tabel 4. 10. Properties steam turbin konfigurasi 100% beban ST 60
Tabel 4. 11. Power dan efisiensi combine cycle 100% beban ST 60
Tabel 4. 12. Perbandingan operasi PLTGU 62
Tabel 4. 13. Perbandingan properties PLTGU 63

BAB I
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dewasa ini energi listrik merupakan salah satu sumber energi yang sangat vital untuk menopang kehidupan manusia. Sesuai dengan RUPTL PLN tahun 2015 – 2024, proyeksi prakiraan kebutuhan listrik periode tahun 2015–2024 ditunjukkan pada Tabel 1.1. Pada periode tahun 2015-2024 kebutuhan listrik diperkirakan akan meningkat dari 219,1 TWh pada tahun 2015 menjadi 464,2 TWh pada tahun 2024, atau tumbuh rata-rata 8,7% per tahun. Untuk wilayah Sumatera pada periode yang sama, kebutuhan listrik akan meningkat dari 31,2 TWh pada tahun 2015 menjadi 82,8 TWh pada tahun 2024 atau tumbuh ratarata 11,6% per tahun. Wilayah Jawa-Bali tumbuh dari 165,4 TWh pada tahun 2015 menjadi 324,4 TWh pada tahun 2024 atau tumbuh rata-rata 7,8% per tahun. Wilayah Indonesia Timur tumbuh dari 22,6 TWh menjadi 57,1 TWh atau tumbuh rata-rata 11,1% per tahun.

Tabel 1. 1. Prakiraan Kebutuhan Listrik, Angka Pertumbuhan dan Rasio Elektrifikasi
(RUPTL 2015 – 2024 PT PLN Persero, 2015)

URAIAN	Satuan	2014*	2015	2016	2018	2020	2022	2024
1. Energi Demand	Twh							
- Indonesia		201,5	219,1	238,8	282,9	332,3	392,3	464,2
- Jawa Bali		153,6	165,4	178,3	207,1	239,5	278,6	324,4
- Indonesia Timur		20,0	22,6	25,8	33,1	40,0	47,8	57,1
- Sumatera		27,9	31,2	34,7	42,7	52,8	65,9	82,8
2. Pertumbuhan	%							
- Indonesia		8,6	8,7	9,0	8,9	8,4	8,7	8,8
- Jawa Bali		8,2	7,6	7,8	7,6	7,5	7,9	7,8
- Indonesia Timur		12,2	12,9	14,5	14,2	9,9	9,2	9,2
- Sumatera		8,5	11,7	11,1	11,1	11,2	11,8	12,2
3. Rasio Elektrifikasi	%							
- Indonesia		84,4	87,7	91,3	95,7	98,4	99,1	99,4
- Jawa Bali		86,8	90,5	94,6	98,4	99,8	99,9	99,9
- Indonesia Timur		76,1	79,2	82,1	87,9	92,9	95,8	97,5
- Sumatera		84,8	87,2	89,8	95,0	99,2	99,9	99,9

* Estimasi realisasi Energi Jual

Listrik dihasilkan oleh generator yang diputar oleh mesin konversi energi. Terdapat beberapa jenis mesin konversi energi yang dimanfaatkan sebagai sumber penggerak dari generator, antara lain adalah turbin gas dan turbin uap. Salah satu pembangkit listrik yang memanfaatkan turbin gas dan uap sebagai penggerak mulanya adalah pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU).

PLTGU adalah suatu instalasi peralatan yang berfungsi untuk mengubah energi panas (hasil pembakaran bahan bakar dan udara) menjadi energi listrik. Pada dasarnya, sistem PLTGU ini merupakan penggabungan antara PLTG dan PLTU. PLTU memanfaatkan energi panas dari gas buang hasil pembakaran di PLTG melalui sebuah instalasi HRSG (*Heat Recovery Steam Generator)*. HRSG adalah ketel uap atau boiler yang memanfaatkan energi panas sisi gas buang dari suatu unit turbin gas untuk memanaskan air dan mengubahnya menjadi uap dan kemudian uap tersebut dipergunakan untuk menggerakkan turbin uap (*Steam Turbine*). Pembangkit listrik dengan jenis combined cycle ini lebih efisien dalam menghasilkan energy dan menghasilkan emisi gas buang yang rendah dibandingkan dengan PLTU.

Pada kondisi aktual sebuah pembangkit listrik tidak selalu bekerja sesuai dengan desain, namun terdapat kondisi – kondisi yang mengharuskan kerja dari pembangkit berbeda pada setiap waktunya, salah satunya adalah akibat adanya perawatan atau maintenance pada pembangkit listrik.

Penelitian yang dilakukan oleh Falah Alobaid, Ralf Starkloff, Stefan Pfeiffer, Karl Karner, Bernd Epple dan Hyun-Gee Kim yang berjudul *A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: Part loads and off-design operation* membahas tentang poses simulasi dengan menggunakan 2 *software* yaitu ASPEN dan APROS pada pembangkit listrik pada keadaan *off design operation* dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik dari peralatan

pembangkit dan kondisi operasi dari pembangkit listrik tenaga gas dan uap. Penelitian dilakukan dengan memodelkan kondisi operasi dari PLTGU dengan variasi beban yaitu 100% dan 50% beban pada generator.

Pada tugas akhir ini, penulis akan membahas permasalahan yaitu bagaimana pengaruh perubahan kondisi operasi PLTGU dari 100% dengan kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST ke 50% beban dengan kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST terhadap efisiensi PLTGU.

1.2. Perumusan Masalah

Kondisi operasi actual dari sebuah pembangkit berbeda dengan kondisi desain dari pembangkit listrik tersebut. Tugas akhir ini berisi tentang penelitian mengenai pengaruh perubahan kondisi operasi PLTGU dari 100% dengan kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST ke 50% beban dengan kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST. Penelitian ini dilakukan dengan menganalisa data *heat balance* PLTGU Cilegon, kemudian kondisi *operasi* akan disimulasikan dan diamati perubahan tingkat keadaan pada kondisi tersebut. Data-data tersebut nantinya akan diolah, sehingga dapat diketahui besarnya nilai efisiensi dari masing – masing kondisi operasi.

Proses simulasi akan dilakukan dengan menggunakan *software Cycle Tempo,* dimana nantinya akan dilakukan pemodelan *power plant* PLTGU PT. PLN Persero UBP Cilegon pada kondisi operasi 100% dan 50% dari hasil simulasi nantinya dapat diketahui pengaruh perubahan kondisi operasi suatu pembangkit terhadap effisiensi pembangkit tersebut.

1.3. Batasan Masalah

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 PLTGU CILEGON dengan konfigurasi 2 Gas Turbine – 2 HRSG – 1 Steam Turbine yang kemudian pada proses simulasi akan dimodelkan

pada konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST pada kondisi full load, kemudian akan digabung dengan HRSG 2 sehingga pola operasi berubah menjadi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST.
2. Semua perhitungan berdasarkan data hasil *commissioning test* yang didapatkan dari PT. PT. PLN Persero UBP Cilegon.
3. Semua komponen dalam siklus dianalisis sebagai *volume* atur pada kondisi *steady state.*
4. Pressure drop pada flue gas diasumsikan bernilai 0, sedangkan pada sisi aliran uap *pressure drop* yang terjadi dimodelkan dengan menggunakan sink sebagai pereduksi tekanan.
5. Energi potensial dan energi kinetik dapat diabaikan.
6. *Software* yang digunakan untuk melakukan simulasi *power plant* adalah *Cycle Tempo release 5.0.*

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dengan adanya penelitian ini, diantaranya sebagai berikut :

1. Mengetahui power yang dihasilkan pembangkit dengan menggunakan permodelan system pembangkit di *Cycle Tempo*.
2. Mengetahui efisiensi system pembangkit dengan menggunakan permodelan system pembangkit di *Cycle Tempo*.
3. Mengetahui pengaruh perubahan kondisi operasi PLTGU dari 100% dengan kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST menjadi 50% beban dengan kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST terhadap efisiensi PLTGU.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penulisan proposal tugas akhir ini adalah :

1. Sebagai referensi tambahan untuk penelitian lebih lanjut tentang pengoperasian PLTGU.
2. Sebagai acuan operator agar dapat mengoperasikan PLTGU secara optimal sesuai dengan kebutuhan listrik masyarakat.
3. Mengetahui cara mengevaluasi *thermal efficiency*, *net power output* dan *net heat rate* suatu PLTGU dengan menggunakan *software cycle tempo.*

1.6. Sistematika Penulisan

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

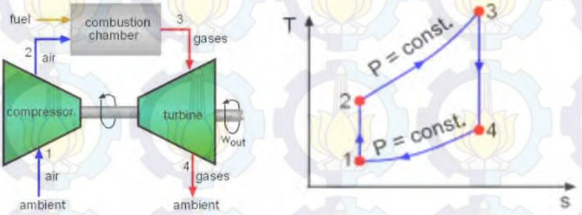
1. BAB I PENDAHULUAN
   Berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat, serta sistematika penulisan dari tugas akhir ini.
2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA
   Berisi mengenai beberapa informasi dan kajian teori, serta penelitian terdahulu, yang berkaitan dengan pembangkit 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 cycle tempo*.
4. BAB IV RENCANA KEGIATAN
   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.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tinjauan Thermodinamika

2.1.1. Siklus brayton

Siklus ini terdiri atas dua proses *adiabatic* / isentropis (kalor tetap) dan dua proses tekanan tetap atau *isobaris*. Udara atmosfir dihisap masuk dan dikompresikan oleh kompresor sehingga terjadi kenaikan tekanan dari p_1 ke p_2 dan kemudian udara tersebut dialirkan ke ruang bakar atau *combustor*, di dalam ruang bakar diinjeksikan bahan bakar sehingga dengan adanya suhu dan tekanan pada ruang bakar maka terjadilah pembakaran. Pembakaran terjadi pada tekanan konstan p_2, suhu akhir gas setelah mengalami pembakaran menjadi T_3 berekspansi dalam sebuah turbin gas mencapai tekanan atmosfir dengan menghasilkan kerja, dan sebagian kerja tersebut dipergunakan untuk menggerakkan kompresor dan sisanya untuk kerja yang berguna. Sistem kerja dengan siklus Brayton dapat dilihat pada gambar 2.1 di bawah ini:



Gambar 2. 1. Ideal Siklus Brayton dan T-S Diagram

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 *isentropic*,

jika tabel udara digunakan di dalam melakukan analisis yang melibatkan siklus Brayton ideal, berlaku untuk proses *isentropic* 1-2 dan 3-4.

$$P_{r2} = P_{r1}\frac{P_2}{P_1} \tag{2.1}$$

$$P_{r4} = P_{r3}\frac{P_4}{P_3} = P_{r3}\frac{P_1}{P_2} \tag{2.2}$$

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

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

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

Dimana k adalah rasio kalor spesifik, k = $C_p/C_{v.}$

Kerja dan perpindahan kalor utama dapat dievaluasi menggunakan persamaan kesetimbangan energi dan massa di dalam volume atur dengan mengasumsikan kerja dan perpindahan kalor terjadi pada kondisi tunak, turbin dioperasikan dalam kondisi adiabatik, dan efek-efek energi kinetik dan potensial diabaikan, maka kerja per unit massa adalah:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_3 - h_4) \tag{2.5}$$

Dengan asumsi yang sama, kerja kompresor per satuan massa adalah :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) \tag{2.7}$$

Penambahan kalor ke dalam siklus per satuan massa sebagai berikut :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_3 - h_2) \tag{2.8}$$

Kalor yang dikeluarkan per satuan massa bisa dihitung dengan persamaan:

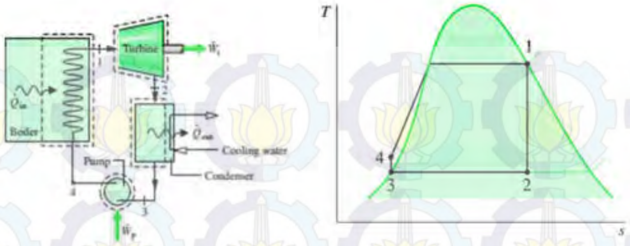
$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = (h_4 - h_1) \tag{2.9}$$

Sehingga, besarnya efisiensi termal dari siklus adalah:

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \tag{2.10}$$

2.1.2. Siklus rankine

Siklus Rankine merupakan suatu siklus termodinamika yang digunakan untuk memprediksi performa dari suatu unit PLTU (pembangkit listrik tenaga uap). Komponen-komponen utama penyusun sub sistem adalah pompa, boiler, turbin uap, dan condenser. Pada siklus Rankine, terjadi dua fase fluida kerja yaitu cair *(liquid)* dan uap *(vapor)*, 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 *ireversibilitas* dan perpindahan kalor dengan lingkungan sekitar, proses yang terjadi melalui turbin dan pompa adalah *isentropic* (*adiabatic* dan *reversible*). *Ideal Rankine Cycle* digambarkan pada gambar 2.2 berikut :



Gambar 2. 2. Skema proses dan T-S Diagram Ideal Rankine Cycle
(J. Moran dan H.N. Saphiro, 2008)

Mengacu pada gambar 2.2, 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.

Kerja dan perpindahan kalor utama dapat dievaluasi menggunakan persamaan kesetimbangan energi dan massa di dalam volume atur. Dengan mengasumsikan kerja dan perpindahan kalor terjadi pada kondisi tunak, turbin dioperasikan dalam kondisi adiabatik, dan efek-efek energi kinetik dan potensial diabaikan, maka kerja per unit massa adalah :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = (h_4 - h_3) \qquad (2.12)$$

Penambahan kalor ke dalam siklus per satuan massa sebagai berikut:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_1 - h_4) \tag{2.13}$$

Kalor yang dikeluarkan per satuan massa bisa dihitung dengan persamaan:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = (h_2 - h_3) \tag{2.14}$$

Sehingga, besarnya efisiensi termal dari siklus adalah:

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \tag{2.15}$$

$$\eta = \frac{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = 1 - \frac{\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \tag{2.16}$$

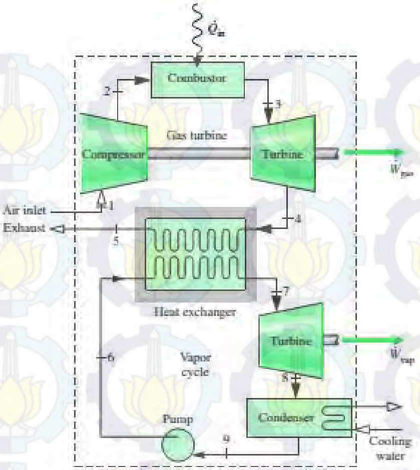
Back Work Ratio

$$BWR = \frac{\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \tag{2.17}$$

2.1.3. Siklus gabungan

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.

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*.



Gambar 2. 3. Siklus Gabungan Turbin Gas – Tenaga Uap
(J. Moran dan H.N. Saphiro, 2008)

Mengacu kepada gambar 2.3, efisiensi thermal dari siklus gabungan adalah :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas}+\dot{W}_{vap}}{Q_{in}} \qquad (2.18)$$

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 pengoprasian pada kondisi tunak, perpindahan kalor ke lingkungan yang dapat diabaikan, dan tidak terdapat perubahan – perubahan signifikan pada energi kinetik dan potensial, hasilnya adalah :

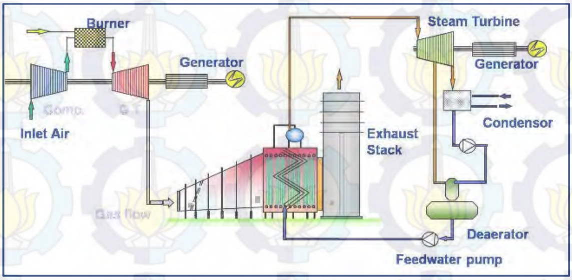
$$\dot{m}_v(h_7 - h_6) = \dot{m}_g(h_4 - h_5) \qquad (2.19)$$

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

2.2. Proses Kerja dan Komponen PLTGU

2.2.1. Proses Kerja PLTGU

Udara bertekanan yang berasal dari kompresor dan bahan bakar bercampur, lalu mengalami proses pembakaran pada *combustor*. Gas panas hasil pembakaran dialirkan untuk menggerakkan sudu-sudu turbin gas sehingga dihasilkan energi mekanik yang digunakan untuk memutar generator. Gas buang dari turbin gas yang masih mempunyai kandungan panas yang tinggi, dialirkan lagi ke *HRSG* untuk memanaskan air yang berasal dari *HRSG Feed Pump,* sehingga dihasilkan uap. Setelah men-*transfer* panasnya, barulah gas buang tersebut dibuang ke atmosfer dengan temperatur yang jauh lebih rendah. Gambar 2.4 menunjukkan siklus kerja dari PLTGU.



Gambar 2. 4. Contoh skema proses kerja PLTGU

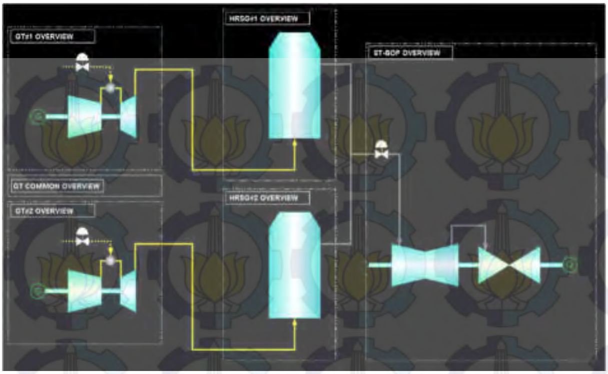
Uap yang dihasilkan pada *HRSG*, selanjutnya dengan tekanan dan temperatur tertentu dialirkan menuju turbin uap untuk menggerakkan sudu-sudunya. Turbin uap pun berputar, sekaligus memutar generator yang dikopel satu poros sehingga dihasilkan energi listrik. Uap bekas ekspansi turbin uap mengalami proses kondensasi pada *condenser* sehingga menjadi air kembali. Air

kondensat ini dipompakan sebagai air pengisi *HRSG* untuk dipanaskan lagi menjadi uap dan demikian seterusnya.

Proses konversi energi pada PLTGU berlangsung melalui 4 tahapan, yaitu :

1. Energi kimia dalam bahan bakar diubah menjadi energi panas dalam bentuk gas bertekanan dan temperatur tinggi.
2. Energi panas (gas) diubah menjadi uap panas kemudian dirubah menjadi energi kinetik.
3. Energi kinetik dirubah menjadi energi mekanik (putaran).
4. Energi mekanik diubah menjadi energi listrik.

Penelitian ini dilakukan pada PLTGU Cilegon. PLTGU Sektor Pembangkitan Cilegon berdiri di atas lahan seluas 17 hektar. *Site plant* terletak di Jalan Raya Bojonegara, Desa Margasari, Kec. Pulo Ampel, Serang, Banten. PLTGU Cilegon memiliki 3 unit pembangkit terdiri dari 2 unit turbin gas (PLTG) berkasitas 240 MW dan turbin uap (PLTU) berkapasitas 260 MW. Daya listrik pembangkit ini dialirkan ke Gardu Induk Cilegon Baru melalui SUTT 150 kV sepanjang 16 km yang terhubung dengan interkoneksi Jawa Bali. Bahan bakar menggunakan gas alam yang dipasok dari CNOOC (China National Oil Offshore Company) sebesar 80 MMCFD dan dari PGN (Perusahaan Gas Negara) sebesar 40 MMCFD. Kapasitas PLTGU terpasang PLTGU Cilegon adalah 740 MW dengan konfigurasi 2 – 2 – 1, yaitu 2 turbin gas, 2 HRSG dan 1 Turbin Uap. Gambar 2.5 menunjukkan konfigurasi dari PLTGU Cilegon.

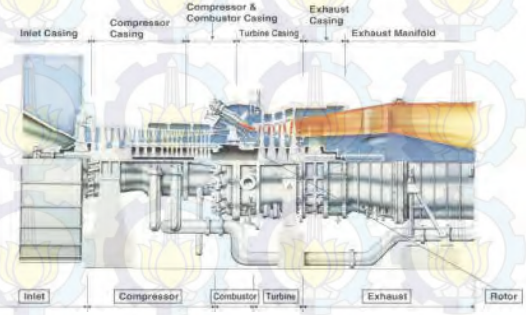


Gambar 2. 5. Konfigurasi *Full Block* : 2 GT, 2 HRSG, 1 ST

2.2.2. Komponen-Komponen Utama Penyusun PLTGU

2.2.2.1. Turbin Gas

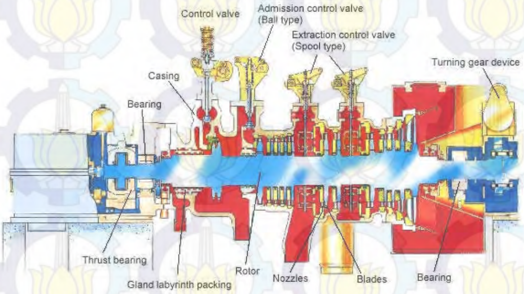
Turbin gas adalah suatu penggerak mula yang memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Di dalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan roda turbin sehingga menghasilkan daya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan generator. Gas turbin yang digunakan di PLTGU Cilegon adalah Mitsubishi M701F. Gambar 2.6 menunjukkan penampang turbin gas.



Gambar 2. 6. Turbin Gas Mitsubishi M701F

2.2.2.2. Turbin Uap

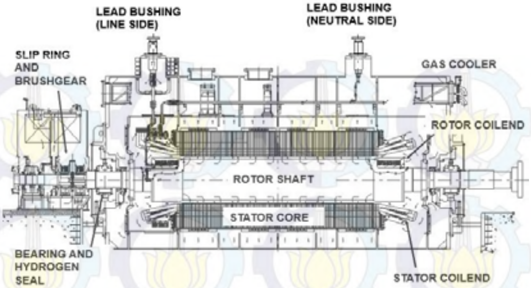
Turbin uap merupakan suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang akan digerakkan. Gambar 2.7 menunjukkan penampang turbin uap.



Gambar 2. 7. Turbin Uap

2.2.2.3. Generator

Generator adalah suatu alat yang dapat mengubah tenaga mekanik menjadi energi listrik. Tenaga mekanik bisa berasal dari panas, air, uap, dll. Energi listrik yang dihasilkan oleh generator bisa berupa Listrik AC (listrik bolak-balik) maupun DC (listrik searah). Hal tersebut tegantung dari konstruksi generator yang dipakai oleh pembangkit tenaga listrik. Gambar 2.8 menunjukkan bagian – bagian generator.



Gambar 2. 8. Generator Listrik

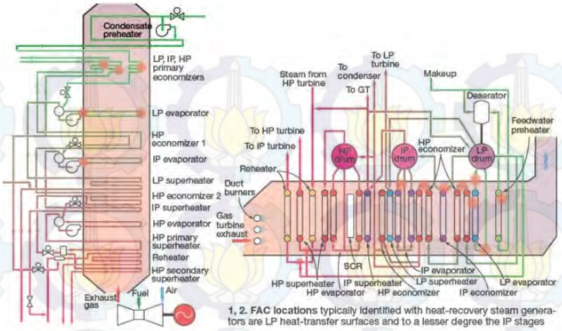
2.2.2.4. *Heat Recovery Steam Generator*

HRSG berfungsi untuk memanaskan air dengan memanfaatkan 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). Gambar 2.9 menunjukkan penampang dari HRSG.

Heat Recovery Steam Generator mempunyai tiga bagian utama yaitu :

- *Economizer*
- *Evaporator*
- Superheater

Selain itu, *HRSG* juga dilengkapi peralatan-peralatan penunjang seperti *steam drum* dan *stack* (cerobong).



Gambar 2. 9. Tipe HRSG berdasarkan konstruksinya (a) vertical (b) horizontal

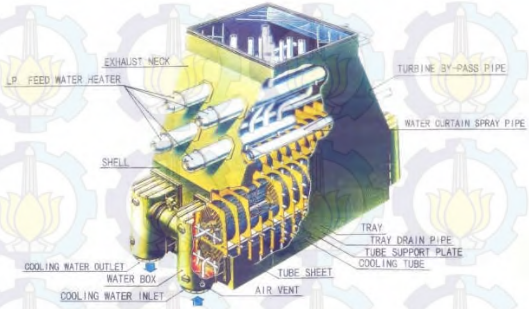
Ditinjau dari sumber panasnya, *HRSG* dibagi menjadi dua, yaitu *unfired* dan *fired* (*auxiliary burner* atau *supplementary burner*). *HRSG unfired* adalah *HRSG* yang seluruh sumber panasnya diperoleh dari gas buang (exhaust gas) turbin gas. Sedangkan *HRSG supplementary burner* adalah *HRSG* yang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

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

Untuk tipe *steam turbine* yang tidak dilengkapi dengan saluran *reheat,* cocok menggunakan *single pressure HRSG,* karena pada tipe ini uap yang dihasilkan hanya memiliki satu tingkat tekanan yang disesuaikan dengan kebutuhan uap di inlet *steam turbine*. Uap tersebut masuk ke dalam turbin dan terus berekspansi ke sisi outlet dan mengalir keluar menuju kondenser.

2.2.2.5. Kondensor

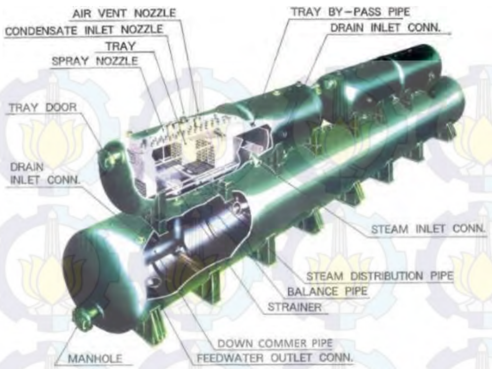
Kondensor seperti terlihat pada gambar berikut berfungsi untuk mengkondensasi uap air yang berasal dari turbin uap sehingga berubah fase menjadi cair kembali. Kondesor menjadi salah satu komponen yang paling penting pada PLTGU karena pada alat ini terjadi perpindahan panas (panas laten) yang masih terkandung di dalam uap air menuju media pendingin seperti air laut atau air dari *cooling tower*. Gambar 2.11 menunjukkan bagian – bagian kondensor.



Gambar 2. 10. Kondensor

2.2.2.6. *Deaerator*

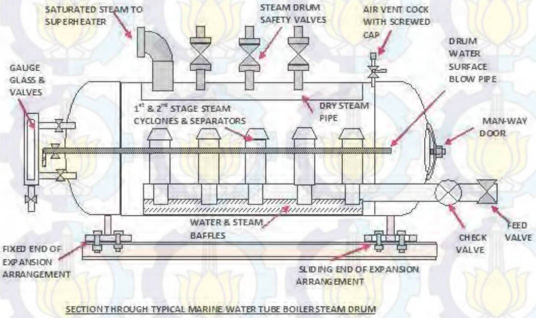
Deaerator adalah alat yang bekerja untuk membuang gas-gas non-kondensat yang terkandung dalam air kondensat agar tidak bercampur dengan uap, setelah melalui proses pemurnian air (*water treatment*). Selain itu *deaerator* juga berfungsi sebagai pemanas awal air pengisian ketel sebelum dimasukkan kedalam HRSG. *Deaerator* bekerja berdasarkan sifat dari oksigen yang kelarutannya pada air akan berkurang dengan adanya kenaikan suhu. Gambar 2.12 menunjukkan penampang Deaerator.



Gambar 2. 11. Deaerator

2.2.2.7. *Steam Drum*

Steam Drum adalah salah satu bagian dari HRSG yang berfungsi sebagai reservoir campuran air dan uap air, dan juga berfungsi untuk memisahkan uap dari air setelah proses pemanasan yang terjadi dalam *boiler* / HRSG yang didasarkan atas perbedaan berat jenis. Level air dari drum harus selalu dijaga agar selalu tetap setengah dari tinggi *drum*, sehingga banyaknya air pengisi ke steam drum harus sebanding dengan banyaknya uap yang meninggalkan drum, supaya level air tetap konstan. Gambar 2.13 menunjukkan penampang *steam drum*.



Gambar 2. 12. *Steam Drum*

2.3. Parameter Kinerja & *Heat rate*

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui HRSG yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Menggunakan rumus kuantitas dan ekspresi yang telah diperkenalkan, efisiensi thermal dari siklus tenaga combined cycle adalah

$$\eta = \frac{(\dot{W}_{gas}+\dot{W}_{vap})}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(\dot{W}_{tg}-\dot{W}_{c})+(\dot{W}_{vap})}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.20)$$

$$\eta = \frac{(\dot{m}_{gas}\cdot[(h_3-h_4)-(h_2-h_1)])-(\dot{m}_{vap}\cdot[(h_7-h_8)-(h_6-h_9)])}{[\dot{m}_{air}+\dot{m}_{fuel}]\cdot[h_3-h_2]} \quad (2.21)$$

$$\eta = \frac{(\dot{m}_{gas}\cdot[(h_3-h_4)-(h_2-h_1)])-(\dot{m}_{vap}\cdot[(h_7-h_8)-(h_6-h_9)])}{[\dot{m}_{gas}]\cdot[h_3-h_2]} \quad (2.22)$$

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

$$Net\ Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{fuel}\ .\ LHV)}{Net\ Power} \quad (2.23)$$

$$Gross\ Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{fuel}\ .\ LHV)}{Gross\ Power} \quad (2.24)$$

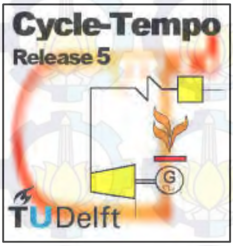
Keterangan:

$\dot{m}_{fuel}$	=	*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)

2.4. *Software Cycle Tempo*

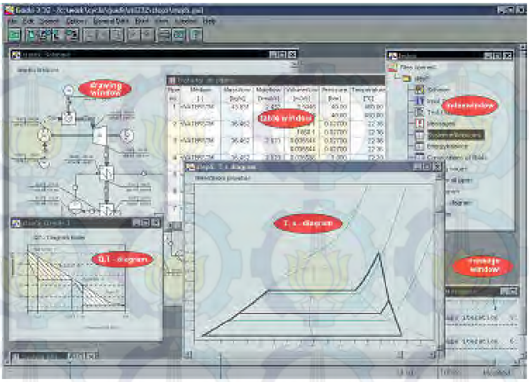
Cycle Tempo merupakan *software* yang dapat digunakan untuk mendesain dan menganalisa unjuk kerja suatu sistem *power plant*. *Cycle Tempo* menggunakan proses termodinamika, perpindahan panas, dan mekanika fluida yang terjadi pada suatu *power plant* dalam menjalankan perhitungan simulasinya. Pada

penelitian kali ini, *software Cycle Tempo* yang digunakan adalah versi release 5. Gambar 2.1 menunjukkan logo dari *Cycle Tempo*.



Gambar 2. 13. Cycle Tempo

Dengan *software* ini, kita bisa membuat suatu rangkaian sistem *power plant* pada *working area* sesuai dengan desain yang kita inginkan, atau sesuai dengan *template* yang sudah disediakan. Setelah itu, kita juga dapat menentukan nilai parameter operasional yang akan di*input*kan pada tiap komponen penyusun sistem *power plant* tersebut. Sebagian besar data input komponen pada *Cycle Tempo* adalah berupa laju aliran massa, tekanan dan temperatur. Output dan manfaat dari penggunaan *Cycle Tempo* antara lain: kita dapat memperoleh nilai efisiensi, *heat rate* dan *power* yang dihasilkan sistem pembangkit, mengetahui *performance* dari sistem pembangkit secara keseluruhan maupun tiap peralatannya saja, serta prediksi dampak dari perubahan atau modifikasi pada suatu peralatan pada sistem pembangkit. Gambar 2.14 menunjukkan working area dari cycle tempo.



Gambar 2. 14. Working Area Cycle Tempo

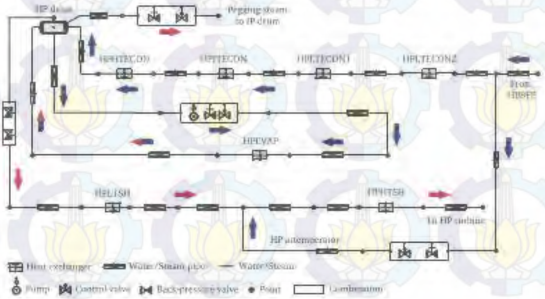
2.5. Penelitian Terdahulu

2.5.1. *A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: Part loads and off-design operation*

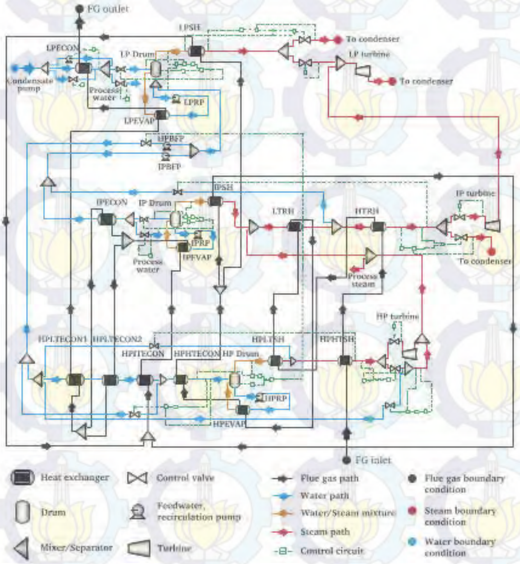
Penelitian yang dilakukan oleh Falah Alobaid, Ralf Starkloff, Stefan Pfeiffer, Karl Karner, Bernd Epple dan Hyun-Gee Kim yang berjudul *A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: Part loads and off-design operation* membahas tentang poses simulasi dengan menggunakan 2 *software* yaitu ASPEN dan APROS pada pembangkit listrik pada keadaan *off design operation* dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik dari peralatan pembangkit dan kondisi operasi dari pembangkit listrik tenaga gas dan uap. Penelitian dilakukan dengan memodelkan kondisi operasi dari PLTGU dengan variasi beban yaitu 100%, 80% dan 60% beban pada generator.

Penelitian dilakukan dengan membandingkan data analisa hasil permodelan yang dilakukan dengan dua macam *software* yaitu ASPEN dan APROS, kemudian data permodelan tersebut dibandingkan dengan data experiment pada kondisi operasi pembangkit listrik. Pembangkit listrik yang diteliti adalah pembangkit listrik yang berlokasi di Malaysia yang diproduksi

oleh *General Electric* dengan gas buang dari Turbin gas memiliki temperature 628°C, sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.15 untuk permodelan dengan APROS dan 2.16 untuk permodelan dengan menggunakan ASPEN.



Gambar 2. 15. *High Pressure net* pada HRSG permodelan dengan Apros



Gambar 2. 16. *Subcritical* HRSG permodelan dengan *Aspen Plus Dynamics*

Tabel 2. 1. Hasil permodelan operasi HRSG

Table 3
HPSH outlet at different part loads.

HPSH outlet	HPSH steam mass flow (kg/s)			HP superheated temperature (°C)			HPSH pressure (bar)		
Load%	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen
100	78.2	77.9	77.8	567	567	567	97.7	97.5	97.2
	RE	0.3%	0.5%	RE	0%	0%	RE	0.2%	0.5%
80	66.9	67.4	67.6	566.8	567	567	88	85.9	86.4
	RE	0.7%	1%	RE	0.03%	0.03%	RE	2.3%	1.8%
60	58.3	57.5	57.2	566.9	567	567	76.2	74.8	76.4
	RE	1.3%	1.8%	RE	0.02%	0.02%	RE	1.8%	0.3%

Table 4
RH outlet at different part loads.

RH outlet	Reheated steam mass flow (kg/s)			Reheated temperature (°C)			RH pressure (bar)		
Load%	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen
100	83.2	83.1	82.9	567	567	567	21.4	20.9	21.6
	RE	0.1%	0.3%	RE	0%	0%	RE	2.3%	0.9%
80	74.7	74.1	74.8	567	567	567	20.6	19.4	20.7
	RE	0.8%	0.1%	RE	0%	0%	RE	5.8%	0.5%
60	64.9	63.3	63.5	566.9	567	567	17.7	16.8	18.9
	RE	2.4%	2.1%	RE	0.02%	0.02%	RE	5%	6%

Table 5
LPSH outlet at different part loads.

LPSH outlet	LPSH steam mass flow (kg/s)			LP superheated temperature (°C)			LPSH pressure (bar)		
Load%	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen	Exp.	Apros	Aspen
100	9.8	9.8	9.9	293	292.7	292.5	4.1	4.1	4.1
	RE	0%	1%	RE	0.1%	0.2%	RE	0%	0%
80	7.7	7.8	8.3	289.9	288	289	3.9	3.9	3.8
	RE	1.2%	7%	RE	0.7%	0.3%	RE	0%	2.5%
60	6.4	6.4	6.8	281	279	283.5	3.3	3.3	3.2
	RE	0%	6.2%	RE	0.7%	0.9%	RE	0%	3%

Dari hasil permodelan menggunakan ASPRO dan ASPEN dan kemudian dibandingkan dengan data eksperimen tersebut menghasilkan kesimpulan sebagai berikut :

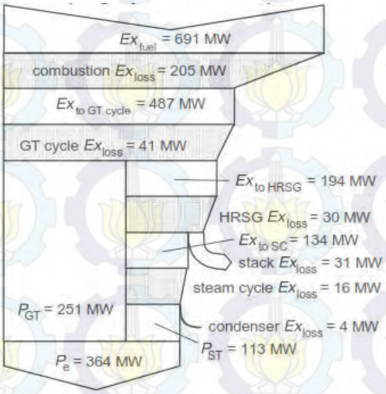
1. Model numerik baik menggunakan ASPRO maupun ASPEN dapat merepresentasikan secara baik kondisi operasi dari sebuah pembangkit dalam kondisi operasi dengan beban yang berbeda. Prosentase eror yang terdapat pada properties hasil permodelan nilainya sekitar 5% dengan nilai relative eror adalah 1%.
2. Selama *off design operation* tingkat akurasi tinggi diperoleh saat base loads turun, Apros dan Aspen Plus Dynamics models secara kualitatif dapat mengakomodir perubahan tersebut dengan maksimum kesalahan relative adalah 12%. Namun Pada beberapa parameter menunjukkan relative eror kurang dari 5% atau bahkan dapat menunjukkan parameter pembangkit secara akurat. Pada pengukuran laju massa feed water menunjukkan

tingkat akurasi yang lebih tinggi dibandingkan laju massa uap dan tekanan.

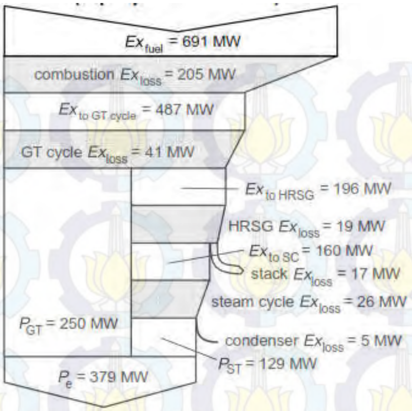
2.5.2. *Thermodynamic evaluation of combined cycle plants*

Penelitian yang dilakukan Woudstra, dkk. yang berjudul "*Thermodynamic Evaluation of Combined Cycle Plant*" mengevaluasi performa termodinamika PLTGU dengan berbagai tingkat tekanan (*single pressure, double pressure, triple pressure*) menggunakan *software cycle tempo* seperti terlihat pada gambar 2.20. Optimalisasi dilakukan dengan prosedur *multi-parameter optimization*.

Efisiensi pembangkit sekitar 60% akan dicapai jika panas gas buang pada turbin gas dapat terpakai dengan efisien. Hasil evaluasi dengan pendekatan *exergy losses* pada PLTGU menunjukan bahwa losses didominasi oleh pembakaran pada *combustor*. Diagram alir *exergy* gambar 2.17 dan 2.18 menunjukan bahwa *losses* tertinggi disebabkan oleh pembakaran kalor bahan bakar. Perbandingan PLTGU dengan menambah tingkat tekanan produksi uap pada HRSG menunjukan bahwa efisiensi yang dicapai pada *triple pressure* lebih baik jika dibandingkan dengan *single pressure* disebabkan karena penurunan *exergy losses*.

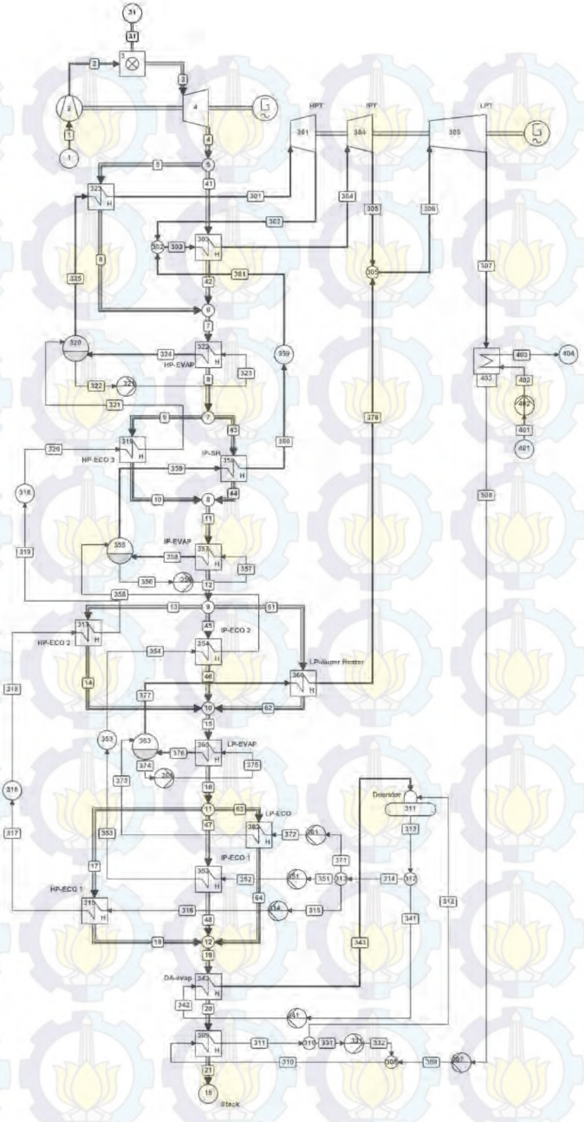


Gambar 2. 17. *Exergy Flow Diagram (Grassmann Diagram) dengan Single Pressure*



Gambar 2. 18.*Value Diagram HRSG dengan Triple Pressure*

Dapat dilihat dari kedua diagram diatas bahwa pada single pressure steam turbine exergy losses yang dibuang ke atmosfer bernilai 31 MW sedangkan pada triple pressure exergy losses nilainya lebih kecil yaitu 17 MW. Sehingga effisiensi triple pressure steam turbine lebih baik dibandingkan single pressure steam turbine.



Gambar 2. 19.Pemodelan PLTGU *Triple Pressure* dengan *Cycle Tempo*

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

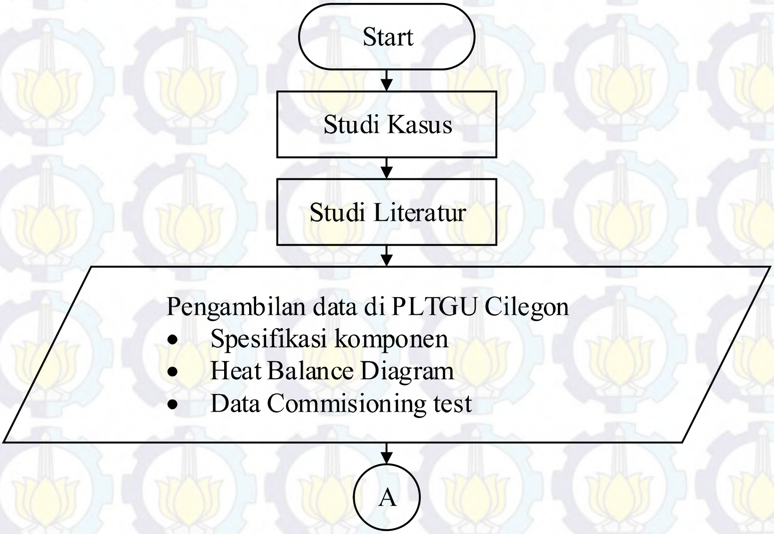
3.1. Tahapan Penelitian

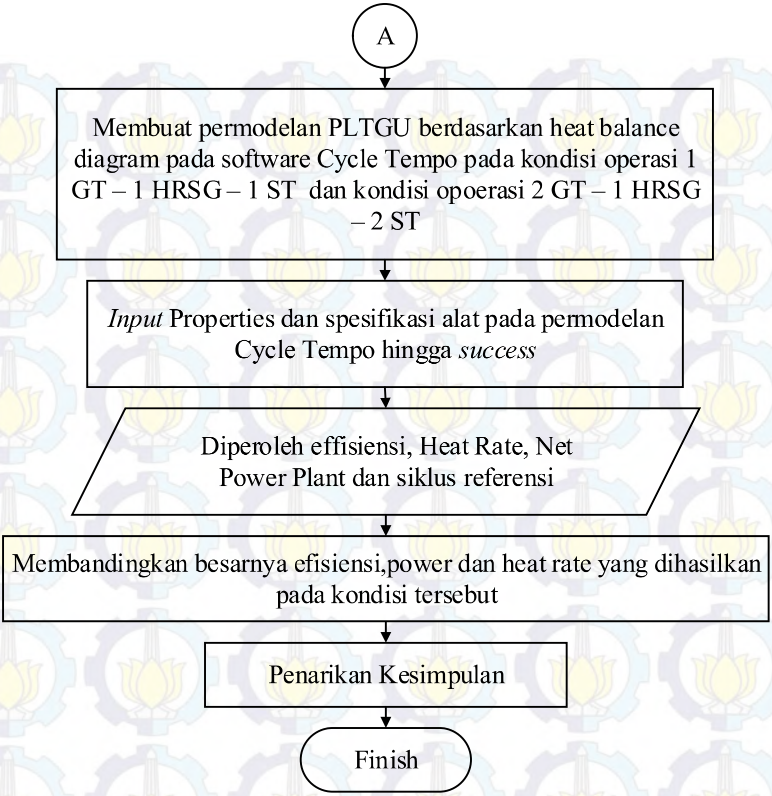
Dalam melakukan penelitian dan analisa pada tugas akhir ini, terdapat beberapa tahapan yang harus dilakukan, berikut adalah gambaran umum tahapan penelitian yang akan dilakukan adalah :

1. Studi Kasus
   Evaluasi mengenai *thermal efficiency, net power output* dan *net heat rate.*
2. Studi Literatur
   Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses operasi PLTGU Cilegon, perhitungan *thermal efficiency, net power output* dan *net heat rate.* Serta analisis menggunakan *software Cycle Tempo*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal internasional, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik permasalahan.
3. Pengumpulan dan Pengolahan Data
   Data yang berkaitan dengan topik permasalahan diperlukan sebagai parameter yang dimasukan dalam pemodelan dan simulasi menggunakan *software Cycle Tempo*. Data yang digunakan adalah data *heat balance* PLTGU Cilegon.
4. Pemodelan dan Simulasi
   Tahapan ini diawali dengan pemodelan PLTGU Cilegon dengan menggunakan *software Cycle Tempo*. Selanjutnya, adalah memasukkan nilai parameter pada masing-masing komponen PLTGU Cilegon sesuai dengan data *heat balance*. Setelah success (tidak terdapat kesalahan), dilakukan proses plotting data

thermal efficiency, net power output dan *net heat rate.* Selanjutnya dilakukan tahap validasi dengan membandingkan nilai yang dihasilkan *software Cycle Tempo* dengan nilai pada *heat balance*. Jika relatif sama, maka dilakukan variasi tekanan operasi kondensor. Selanjutnya dilakukan plotting kembali data *thermal efficiency, net power output* dan *net heat rate.*

5. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi
   Setelah proses perhitungan dan simulasi selesai, hasil simulasi ditampilkan dalam bentuk data visual dan juga grafik untuk dianalisis secara kuantitatif. Dari data tersebut dapat dianalisis dan diolah sehingga didapat hubungan antara perubahan pola operasi PLTGU.
6. Penyusunan Laporan
   Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.





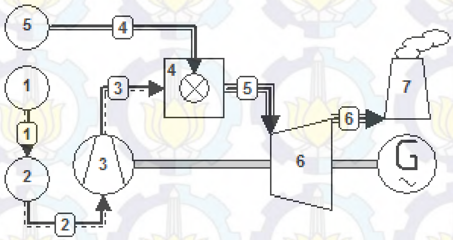
Gambar 3. 1. *Flowchart* tahapan penelitian performa PLTGU Cilegon

3.2. Permodelan Power Plant

Dalam analisa *kondisi operasi* ini, dilakukan perbandingan antara performa PLTGU. Sehingga dibutuhkan permodelan dengan *model cycle tempo* PLTGU Cilegon pada kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST dan 2 GT – 2 HRSG – 1 ST.

3.2.1. Permodelan Turbin Gas

1. Buat permodelan gas turbin dengan susunan air filter – compressor – combustor – turbin, sesuai skema pada gambar 3.2 berikut.



Gambar 3. 2. Skema permodelan turbin gas

2. Input parameter permodelan turbin gas sesuai dengan data hasil *commissioning* pada table 3.1.

Tabel 3. 1. Input data permodelan turbin gas

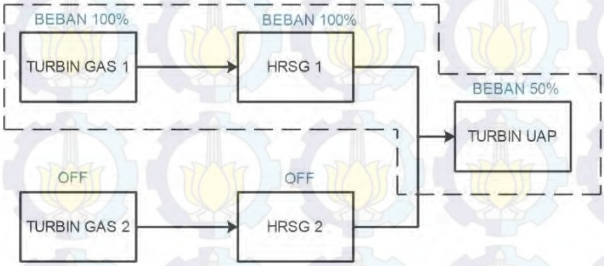
Properties	Inlet Comp	Outlet Comp	Outlet turbin
Temperatur, T (°C)	30,9	391.53	608
Tekanan, p (bar)	1,013	13,82	1.036

3. *Running software cycle tempo*, apabila *failed* lihat keterangan *eror* dan ikuti perintah di dalamnya.
4. Bila *success*, nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi dan juga data – data yang lainnya dapat diketahui.

3.2.2. Permodelan kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST ; 50% beban

1. Membuat skema diagram PLTGU Cilegon dari heat balance (lampiran 1), dalam kondisi operasi 1 Gas Turbine – 1 HRSG – 1 Steam Turbine, yaitu saat 1 GT beroperasi dengan kondisi 100%, 1 HRSG beroperasi dengan kondisi 100% dan 1 ST beroperasi dengan kondisi 50%, skema 1

GT – 1 HRSG – 1 ST, overall PLTGU beroperasi pada 50% beban ditunjukkan pada gambar 3.3 berikut.



Gambar 3. 3. Blok diagram kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST

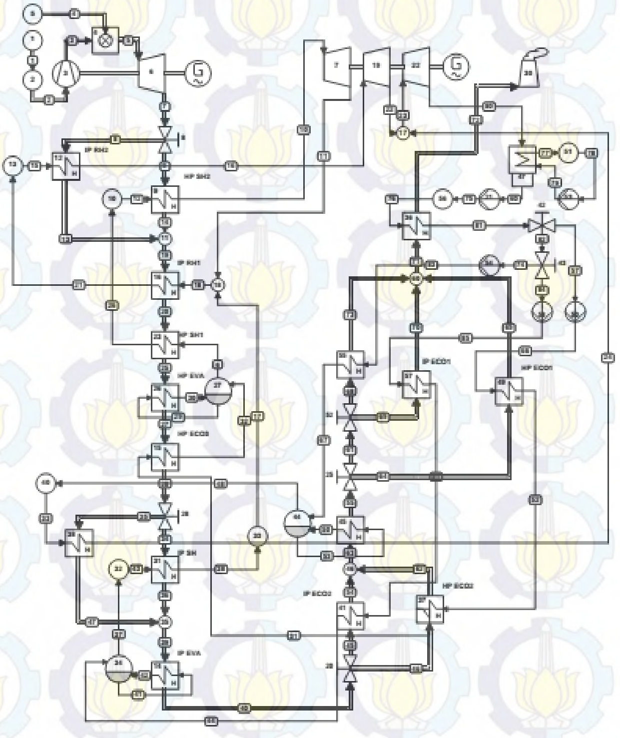
2. Data *input* permodelan pada HRSG dan turbin uap

Tabel 3. 2. Input data permodelan 50% beban ST

Part HRSG	Parameter	Satuan	Nilai
HP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	79,333
	Pressure	bar	65,116
	Temperature	°C	540
IP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	89,638
	Pressure	bar	16,082
	Temperature	°C	568
LP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	97,832
	Pressure	bar	3.646
	Temperature	°C	243
HP Steam Drum	*Pressure*	bar	166,713
	Temperature	°C	289
IP Steam Drum	*Pressure*	bar	67,665
	Temperature	°C	226
LP Steam Drum	*Pressure*	bar	13,337
	Temperature	°C	164

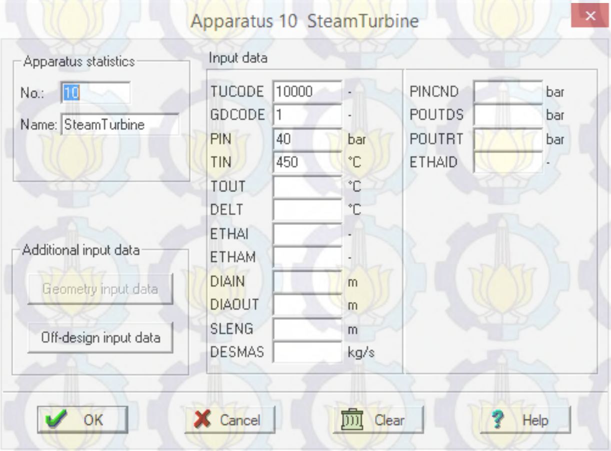
Part HRSG	Parameter	Satuan	Nilai
HP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	77,222
	Temperature	°C	114
IP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	9.861
	Temperature	°C	112
LP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	8,194
	Temperature	°C	112

3. Buat permodelan *Cycle Tempo* sesuai dengan heat balance PLTGU Cilegon, sesuai skema pada gambar 3.4 berikut.



Gambar 3. 4. Skema PLTGU kondisi operasi 50% beban ST

4. Masukkan nilai dan parameter – parameter sesuai dengan data *heat balance* PLTGU Cilegon dan data spesifikasi alat yang dibutuhkan.

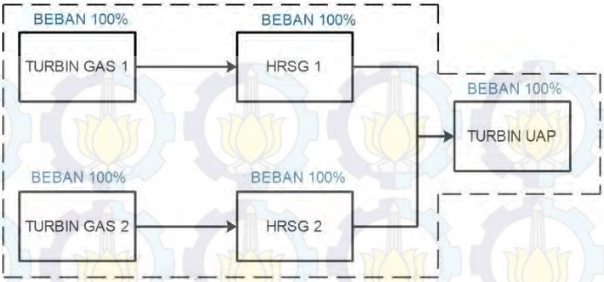


Gambar 3. 5. Input properties pada model steam turbine

5. *Running software cycle tempo*, apabila *failed* lihat keterangan *eror* dan ikuti perintah di dalamnya.
6. Bila *success*, nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi dan juga data – data yang lainnya dapat diketahui.

3.2.3. Permodelan kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST ; 100% beban ST

1. Buat permodelan yang sama dengan kondisi operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST sejumlah 2 kali (minus steam turbin dan condenser), yaitu saat 2 GT beroperasi dengan kondisi 100%, 2 HRSG beroperasi dengan kondisi 100% dan 1 ST beroperasi dengan kondisi 100%, overall PLTGU beroperasi pada 100% beban skema 2 GT – 2 HRSG – 1 ST ditunjukkan pada gambar 3.6 berikut.



Gambar 3. 6. Skema blok diagram kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST

2. Gabungkan steam hasil produksi dari 2 HRSG, pada penulisan tugas akhir ini diasumsikan bahwa kondisi operasi 100% beban ST dari permodelan 2 GT – 2 HRSG – 1 ST didapatkan dari menggabungkan permodelan operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST.
3. Masukkan nilai dan parameter – parameter sesuai dengan data heat balance PLTGU Cilegon dan data spesifikasi alat yang dibutuhkan.

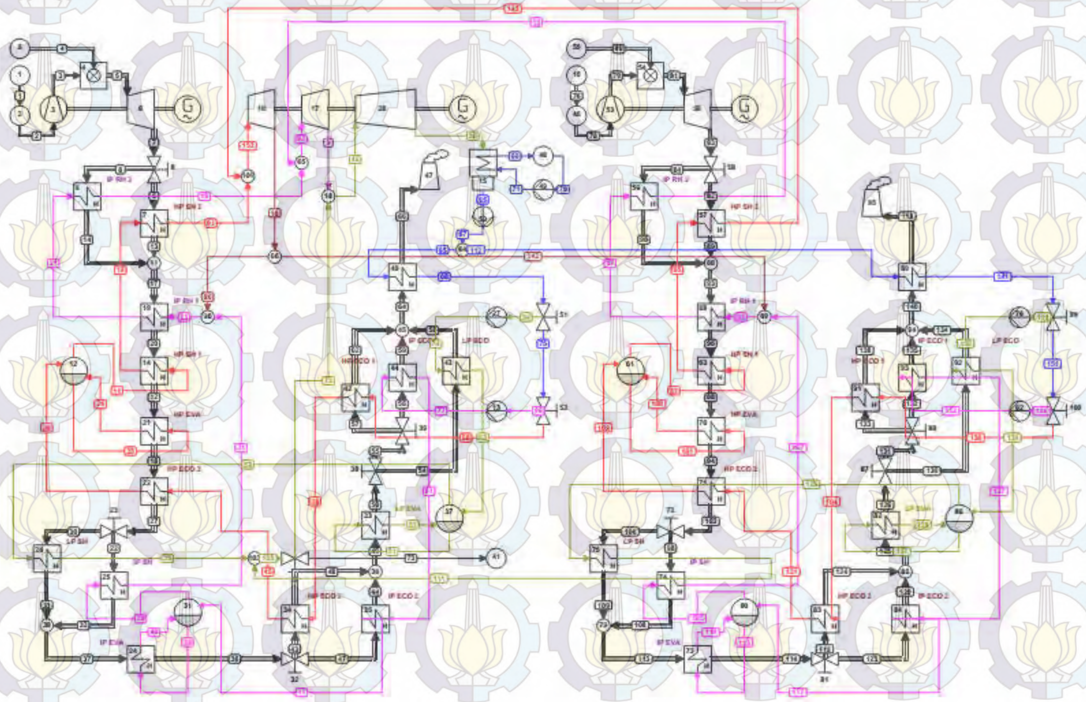
Tabel 3. 3. Input properties turbin gas permodelan 100% beban ST

Properties		**Inlet Comp**	**Outlet Comp**	**Outlet turbin**
Temperatur, T (°C)	GT 1	30,9	391.53	608
	GT 2	30,9	391.53	608
Tekanan, p (bar)	GT 1	1,013	13,82	1.036
	GT 2	1,013	13,82	1.036

Tabel 3. 4. Input properties turbin gas permodelan
100% beban ST

Part HRSG	Parameter	Satuan	Nilai	
			HRSG 1	HRSG 2
HP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	79,333	79,333
	Pressure	bar	65,116	65,116
	Temperature	°C	540	540
IP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	89,638	89,638
	Pressure	bar	16,082	16,082
	Temperature	°C	568	568
LP Steam Turbine	*Mass flowrate*	kg/s	97,832	97,832
	Pressure	bar	3.646	3.646
	Temperature	°C	243	243
HP Steam Drum	*Pressure*	bar	166,713	166,713
	Temperature	°C	289	289
IP Steam Drum	*Pressure*	bar	67,665	67,665
	Temperature	°C	226	226
LP Steam Drum	*Pressure*	bar	13,337	13,337
	Temperature	°C	164	164
HP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	77,222	77,222
	Temperature	°C	114	114
IP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	9.861	9.861
	Temperature	°C	112	112
LP ECO 1	*Mass flowrate*	kg/s	8,194	8,194
	Temperature	°C	112	112

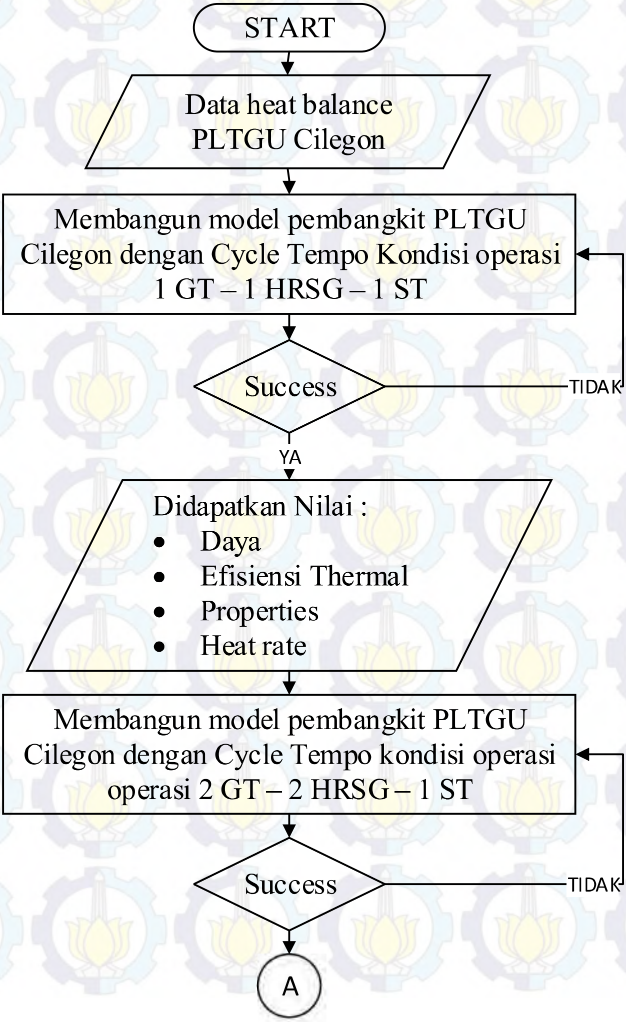
4. *Running software cycle tempo*, apabila *failed* lihat keterangan *eror* dan ikuti perintah di dalamnya.
5. Bila *success*, nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi dan juga data – data yang lainnya dapat diketahui

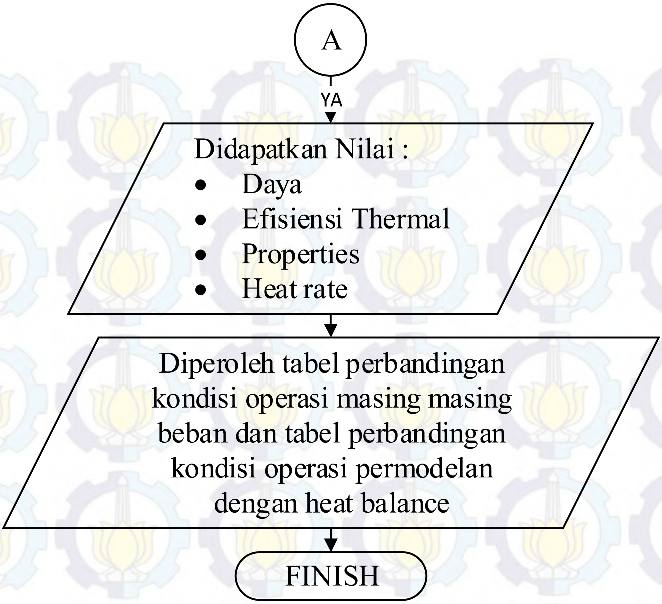


Gambar 3. 7. Skema PLTGU kondisi operasi 100% beban ST

3.3. Flowchart Permodelan Pembangkit dengan Menggunakan Cycle Tempo

Berikut dibawah merupakan flowchart dari penelitian performa PLTGU berdasarkan variasi beban pada turbin uap.





Gambar 3. 8. Flowchart permodelan pembangkit dengan menggunakan Cycle Tempo

BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN

Penelitian ini dilakukan berdasarkan pada teori ilmu termodinamika untuk mendapatkan nilai efisiensi dan rugi daya yang terjadi pada kondisi operasi sebuah pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU). Selanjutnya untuk mengetahui pola kondisi operasi pada pembangkit listrik, penulis melakukan simulasi kondisi operasi pembangkit tenaga listrik (PLTGU) dengan menggunakan *software Cycle Tempo*. Operasi pembangkit listrik disimulasikan pada keadaan 50% beban dengan konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST, dan pada keadaan 2 GT – 2 HRSG – 1 ST *full load operation*.

Simulasi dilakukan berdasarkan heat balance PLTGU Cilegon dan data hasil komisioning PLTGU pada kondisi 50% beban dengan konfigurasi 1 – 1 – 1 dengan daya turbin gas sebesar 222 MW dan turbin uap adalah 119 MW. Daya terpasang *design* dari PLTGU Cilegon yaitu 740 MW, dengan rincian 2 × 240 MW Gas Turbin dan 1 × 240 turbin uap.

4.1. Model Pembangkit PLTGU Cilegon

Model simulasi dan analisa efisiensi menggunakan data PLTGU Cilegon sebagai berikut:

1. Spesifikasi heat balance
   Kapasitas output : 740 MW
   Bahan bakar : Natural gas
   Spesifikasi bahan bakar (natural gas):

Tabel 4. 1. Spesifikasi bahan bakar

Components		***Value***
Carbondioxide, CO_2	mol. %	5
Nitrogen, N_2	mol. %	0,61
Methane, C_2H_4	mol. %	84,49

Components		*Value*
Ethane, C_2H_6	mol. %	4,91
Propane, C_3H_8	mol. %	2,88
ISO – Butane, iC_4	mol. %	0,79
N-Butane, nC_4	mol. %	0,60
ISO-Pentane, iC5	mol. %	0,27
N-Pentane, nC_5	mol. %	0,17
Hexane, C_6	mol. %	0,15
Heptane Plus, C_7	mol. %	0,12
Proximate analysis	**Unit**	**Value**
LHV	kJ/kg	43.377

2. Peralatan sistem PLTGU
   a. Turbin gas
      - Tipe : M701F
      - Kapasitas : 240 MW
      - Putaran : 3000 rpm
      - Bahan bakar : Dual Fuel (Natural Gas dan HSD)
      - Pabrikan : Mitsubishi Heavy Industries
   b. Turbin gas
      - Tipe : M701F
      - Kapasitas : 240 MW
      - Putaran : 3000 rpm
      - Bahan bakar : Dual Fuel (Natural Gas dan HSD)
      - Pabrikan : Mitsubishi Heavy Industries
   c. HRSG
      - Tipe : Unfire
      - Kapasitas : 2 × 240 MW
      - Pabrikan : Mitsubishi Heavy Indsutries

d. Turbin uap
- Tipe : Tandem compound reheat double flow exhaust, condensing system
- Kapasitas : 1 × 260 MW
- Putaran : 3000 rpm
- Pabrikan : Mitsubishi Heavy Industries

e. Condenser
- Tipe : Surface cooling type
- Top vacum : 704 mmHg
- Effective tube length : 15156 mm
- Pabrikan : Mitsubishi Heavy Industries

f. Generator
- Tipe : Syncrone 3 Phasa, H2 Cooling
- Gas turbine generator : 2 × 292 MVA
- Steam turbine generator : 1 × 319 MVA
- Putaran : 3000 rpm
- Pabrikan : Mitsubishi Electric Co

3. Data teknis sebagi acuan input pada model cycle tempo

Data berikut diperoleh berdasarkan data hasil komisioning dengan daya generator *output* turbin gas = 222.000 kW dan *steam turbine* = 119.000 kW.

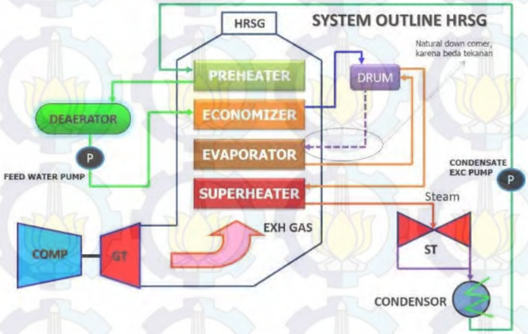
Tabel 4. 2. Data teknis acuan input

State	**Inlet Turbin**			**Flue gas**
	HP ST	**IP ST**	**LP ST**	
p (bar)	65,116	16,082	3,646	
T (°C)	540	566	254.6	T_{inlet} = 608

State	Inlet Turbin			Flue gas
	HP ST	IP ST	LP ST	
$\dot{m}\ \left({}^{kg}/_{s}\right)$	79,33	89,19	8,19	$\dot{m}$ = 622,48

4.2. Membangun model PLTGU Cilegon

Model awal pembangkit dibangun pada cycle tempo berdasarkan skema pada gambar 4.1 dibawah ini.



Gambar 4. 1. Skema dasar PLTGU

Komponen utama dari PLTGU Cilegon yang diinput pada cycle tempo adalah :

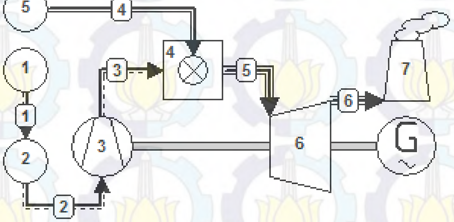
1. 2 unit gas turbin, masing – masing terdiri dari kompresor, air filter, combustor dan turbin.
2. 2 unit HRSG yang masing – masing terdiri dari 4 *superheater*, 2 *reheater*, 3 *evaporator*, 6 *economizer*, 1 *preheater* dan 3 *steam drum*.
3. 3 unit steam turbine, masing – masing terdiri dari 1 unit High Pressure, Intermediate Pressure dan Low Pressure steam turbine.
4. 1 unit Condensor, 1 unit condensate pump dan 2 unit feed pump.

5. 2 unit generator, 1 unit generator gas turbine dan 1 unit generator steam turbine.

Komponen yang digunakan pada permodelan pembangkit listrik jumlahnya akan disesuaikan dengan kondisi eksisting PLTGU Cilegon, selanjutnya pada setiap komponen tersebut diinput data atau variable operasi sesuai kondisi komisioning pembangkit.

4.2.1. Permodelan turbin gas

Permodelan turbin gas dibangun berdasarkan konfigurasi *air filter – compressor – combustor – turbine* dengan data input *mass flow* udara $\dot{m}_{air} = 607{,}78\ {}^{kg}/_{s}$, *mass flow* bahan bakar $\dot{m}_{fuel} = 14{,}70\ {}^{kg}/_{s}$, dan temperature *output gas turbine* = 608°C, permodelan *gas turbine* ditunjukkan oleh gambar 4.2 berikut :



Gambar 4. 2. Permodelan turbin gas

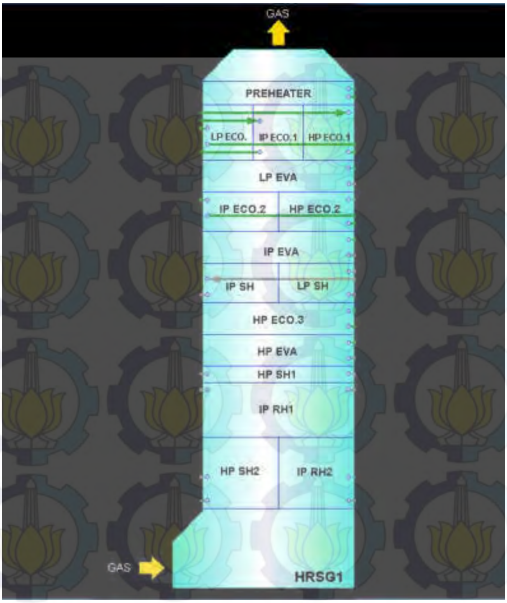
Hasil permodelan menunjukkan bahwa power yang didapatkan dari siklus turbin gas tersebut adalah 222.087,61 kW dengan nilai efisiensi sistem *gas turbine* sebesar $\eta = 33{,}323\%$. Data properties permodelan turbin gas ditunjukkan pada table 4.3.

Tabel 4. 3. Properties turbin gas

Properties	Inlet Comp	Outlet Comp	Inlet Turbin	Outlet turbin
Temperatur, T (°C)	30,9	391.53	1244,50	608
Tekanan, p (bar)	1,013	13,82	12,82	1.036

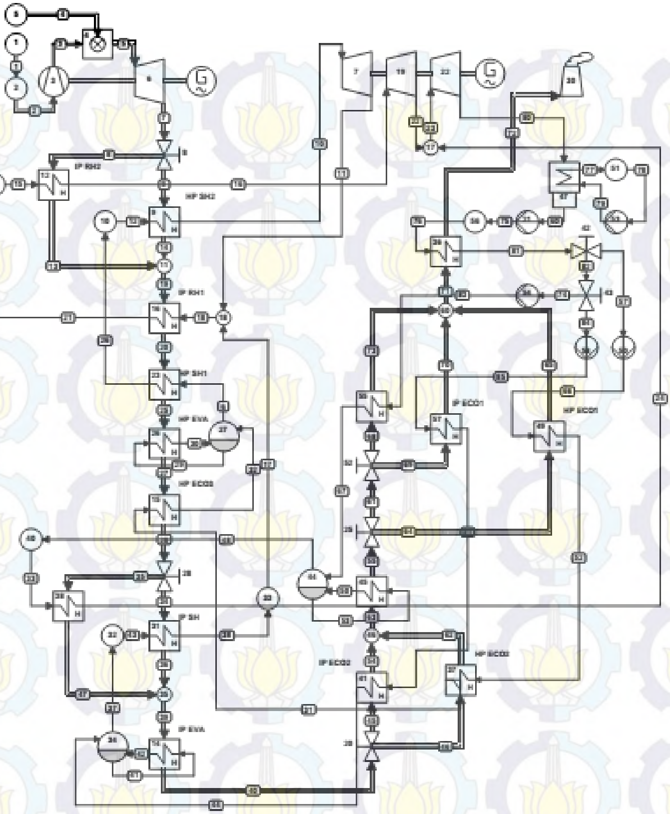
4.2.2. Permodelan *Combine Cycle*

Kondisi awal permodelan PLTGU Cilegon dimulai dengan memodelkan operasi PLTGU dengan konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST, dengan kondisi *gas turbine* dan HRSG *full load operation* yaitu 100% dan *steam turbin* beroperasi 50%, sehingga untuk overall PLTGU beroperasi pada 50% daya mampu pembangkit. Permodelan turbin gas pada gambar 4.2. pada pipa 6 tidak dihubungkan ke stack (apparatus 7), melainkan dihubungkan pada heat exchanger pada HRSG dengan tujuan untuk mengalirkan gas buang dari turbin gas menuju HRSG. Pada cycle tempo setiap bagian – bagian dari HRSG digambarkan masing – masing oleh 1 heat exchanger, susunan dari HRSG pada PLTGU Cilegon dapat dilihat dari gambar 4.3 berikut ini.



Gambar 4. 3. Susunan exchanger HRSG PLTGU Cilegon

Flue gas dari gas turbin mengalir menuju *inlet duct* HRSG kemudian *exhaust gas* akan melewati jajaran – jajaran *heat exchanger* dengan susunan seperti gambar 4.3. *Flue gas* pada permodelan dengan cycle tempo untuk jajaran *heat exchanger* yang tersusun parallel akan dibagi melalui beberapa pipa dengan menggunakan *splitter* kemudian akan disatukan kembali setelah melewati jajaran yang paralel tersebut dengan menggunakan *node*. Pada bagian akhir *outlet flue gas heat exchanger* akan dihubungkan dengan *stack* untuk melepaskan flue gas ke luar (*environment*).



Gambar 4. 4. Permodelan PLTGU Cilegon 50% beban ST

Gambar 4.4 merupakan hasil dari membangun sistem pembangkit pada cycle tempo, Suplai *feed water* menuju masing – masing HRSG merupakan hasil kondensasi dari kondensor, kemudian *mass flow feed water* tersebut masuk ke masing – masing preheater HRSG. *Feed water* hasil keluaran preheater kemudian dibagi menjadi 3 bagian untuk masuk ke HP Economizer, IP Economizer dan LP Economizer, dengan perbandingan berkisar antara 0,797 : 0, 120 : 0,082, kemudian

masing – masing feed water tersebut masuk menuju masing – masing heat exchanger evaporator,steam drum, heat exchanger superheater lalu turbin.

Setelah proses menyusun dan membangun selesai, sistem pembangkit kemudian dijalankan (running) untuk mengetahui bahwa pembangkit yang dibangun tersebut dapat beroperasi dan mengeluarkan nilai. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan pada cycle tempo telah tercapai kondisi perhitungan yang konvergen.

Berdasarkan hasil permodelan yang ditunjukkan pada gambar 4.4 didapatkan bahwa nilai power electrical yang dihasilkan oleh generator turbin gas adalah 222.087,61 kW dan nilai power yang dihasilkan oleh turbin uap adalah 108.052,99 kW.

4.3. Analisa kondisi Permodelan operasi 50% beban ST

4.3.1. Gas turbine simple cycle

Data hasil simulasi menunjukkan bahwa daya yang dihasilkan oleh sistem turbin gas bernilai 222.087,45 kW, ini diperoleh dari $W_t - W_c$, dimana $W_t = 466.146{,}57\ kW$ dan $W_c = 244.059{,}12\ kW$. Terdapat deviasi antara hasil simulasi dengan kondisi *komisioning* yaitu pada hasil simulasi memiliki nilai 87,45 kW lebih besar, hal ini diakibatkan oleh kurangnya data mengenai nilai efisiensi generator, sehingga pada permodelan diasumsikan bahwa effisiensi generator bernilai 0.97%.

Tabel 4. 4. Properties pada turbin gas

Part	**Parameter**	**Satuan**	**Nilai**		**Penyim - pangan (%)**
			Comis-sioning	Simulasi	
Gas Turbine	*Power Output*	MW	222	222,1	0,04

Part	Parameter	Satuan	Nilai		Penyim - pangan (%)
			Comis-sioning	Simulasi	
Compres sor	*Temperature*	°C	445	391,53	12,00
Fuel gas	*Mass flowrate*	kg/s	15.11	14.70	2,71
	Pressure	bar	38,9	39,2	0,77
	Temperature	°C	172	172	0,00
Outlet Turbin	*Temperature*	°C	608	608	0,00

Tabel 4. 5. Power dan efisiensi turbin gas

Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Kalor input	Qin	666.461,44	kW
Daya Turbin	W_T	466.146,57	kW
Daya kompressor	W_C	244.059,12	kW
Daya Gas Turbine	W_{Tg}	222.087,45	kW
Effisiensi	η	33,323	%

Tabel 4.5 di atas menunjukkan bahwa efisiensi thermal dari turbin gas bernilai 33,323%, dimana efisiensi thermal didapatkan dari :

$$\eta = \frac{power}{kalor\ input}$$

dimana, $power = W_t - W_c$

$$= 466.146{,}57\ kW - 244.059{,}12\ kW$$
$$= 222.087{,}45\ \text{kW}$$

Kalor input = Daya yang dibangkitkan hasil pembakaran pada combustor, Q_{in}
= 666.461,44 kW

Sehingga, $effisiensi,\ \eta = \frac{222.087,45\ kW}{666.461,44\ kW}$

$$\eta = 33,323\%$$

Heat rate

$$plant\ heat\ rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{power}$$

$$plant\ heat\ rate = \frac{((52.920)\ kg/h) \cdot 43.377\ kJ/kg)}{222.087,45\ \ kW}$$

$$plant\ heat\ rate = 10.336,07\ kJ/kWh$$

4.3.2. *Combine Cycle*

Tabel 4.6 dibawah ini menunjukkan nilai dari hasil simulasi PLTGU Cilegon dengan cycle tempo dan seberapa besar perbedaan yang terjadi antara data komisioning test dengan data hasil simulasi tersebut.

Tabel 4. 6. Properties pada HRSG konfigurasi 50% beban ST

Part	**Parameter**	**Satuan**	**Nilai**		**Penyim-pangan (%)**
			Comms	Simulasi	
Steam Turbine	Power Output	MW	119	108.1	9,20
HP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	79,333	79,673	0,43
	Pressure	bar	65,116	65,19	0,11
	Temperature	°C	540	547,69	1,42
IP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	89,638	91,380	1,94
	Pressure	bar	16,082	17,27	7,39

Part	Parameter	Satuan	Nilai		Penyim-pangan (%)
			Comms	Simulasi	
	Temperature	°C	568	551,14	2,79
LP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	97,832	99,392	1,59
	Pressure	bar	3.646	3,653	0,19
	Temperature	°C	243	305,85	7,00
HP Steam Drum	Pressure	bar	166,713	166,8	0,05
	Temperature	°C	289	283,43	1,93
IP Steam Drum	Pressure	bar	67,665	68,67	1,49
	Temperature	°C	226	227,49	0,66
LP Steam Drum	Pressure	bar	13,337	13,34	0,02
	Temperature	°C	164	169,13	3,13
HP ECO 1	Mass flowrate	kg/s	77,222	77,563	0,44
	Temperature	°C	114	116,86	2,51
IP ECO 1	Mass flowrate	kg/s	9.861	11,707	18,72
	Temperature	°C	112	115,94	3,52
LP ECO 1	Mass flowrate	kg/s	8,194	8,012	2,22
	Temperature	°C	112	115,41	3,04

Data hasil simulasi menunjukkan bahwa daya yang dihasilkan oleh sistem turbin uap bernilai 108.052,99 kW, ini diperoleh dari :

$$W_T = W_{t.hp} + W_{t.ip} + W_{t.lp}$$

Dimana nilai $W_{t.hp} = 27.473{,}53\ kW$, $W_{t.ip} = 44860{,}25\ kW$ dan $W_{t.lp} = 35.719{,}21\ kW$, sehingga :

$$W_T = 27.473{,}53\ kW + 44.860{,}25\ kW + 35.719\ kW$$
$$W_T = 108.052{,}99\ kW$$
$$W_T = 108\ MW$$

Tabel 4. 7. Power turbin uap 50% beban ST

Part	**Power**
HP steam turbine	27,5 MW
IP steam turbine	44,9 MW
LP steam turbine	35,7 MW

Data table 4.6 menunjukkan terdapat deviasi pada hasil permodelan terhadap data hasil *commissioning*, perbedaan nilai pada beberapa titik di atas terjadi karena adanya hal – hal berikut ini :

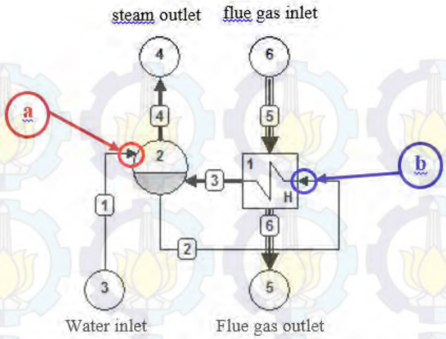
a. Pada *heat balance* maupun data *commissioning* tidak semua data yang menjadi inputan pada permodelan tersedia, sehingga dalam hal ini untuk beberapa part heat exchanger penulis memodelkan part – part heat exchanger secara terpisah dan melakukan *trial and eror* untuk mendapatkan kondisi tingkat keadaan pada part *heat exchanger* berikutnya yang memiliki data *commissioning* dapat tercapai.
b. Tidak tersedianya data *pressure drop* baik pada sisi *flue gas* maupun pipa air dan uap serta posisi dan jumlah valve yang memungkinkan terjadinya proses *throttling*, sehingga dalam hal ini untuk sisi aliran *flue gas* penulis mengasumsikan bahwa pressure drop bernilai 0, sedangkan pada sisi aliran uap *pressure drop* yang terjadi dimodelkan dengan menggunakan sink sebagai pereduksi tekanan, contohnya adalah apparatus 10 pada pemodelan cycle tempo gambar 4.4. referensi penggunaan sink sebagai pereduksi tekanan terdapat

pada example yang diberikan *cycle tempo* dan tertera dalam *manual book*.

c. Dalam aplikasi penggunaan *cycle tempo*, untuk mensimulasikan sebuah proses atau siklus tidak dapat diberikan input suhu dan tekanan serta mass flow dari fluida kerja secara *independent*, *user* diberikan pilihan untuk memberikan inputan suhu yang kemudian diterjemahkan ke dalam mass flow (dengan EEQCOD 1) atau sebaliknya memberikan inputan *mass flow* yang dipanaskan oleh flue gas untuk kemudian diterjemahkan dalam bentuk temperature fluida kerja (EEQCOD 2), oleh karena hal ini sangat sulit untuk mencapai kondisi tingkat keadaan pada simulasi yang sesuai dengan data riil hasil *commissioning*. Untuk penggunaan dalam siklus harus digunakan minimal 1 “EEQCOD 1”untuk mendapatkan mass flow dari sistem.

Pinch Point

Pinch point analisis adalah suatu metode yang dikembangkan untuk mendapatkan gambaran menyeluruh mengenai kebutuhan energi minimal dalam desain jaringan *heat exchanger*, dalam hal ini pada *heat exchanger* pinch point adalah perbedaan temperature terkecil antara 2 fluida yang mengalir (a – 1), yaitu aliran gas dan uap. Besarnya pinch point yang terjadi pada HRSG PTGU Cilegon terjadi pada *heat exchanger* evaporator, dimana nilai *pinch point* didapatkan pada selisih antara suhu awal masuk air sebelum berubah fasa menjadi uap dengan suhu *flue gas* saat melewati evaporator.

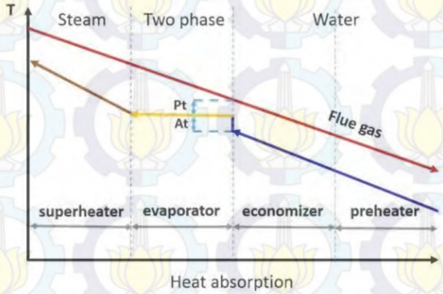


Gambar 4. 5. Evaporator, approach point dan pinch point dengan cycle tempo

Gambar 4.5 menunjukkan posisi *pinch point* yang terjadi pada evaporator, titik a adalah T *inlet water* ke *steam drum* dan titik b adalah T_{inlet} water ke evaporator. *Pinch point* yang terjadi didapatkan dari nilai temperatur di pipa 6 dikurangi temperatur di titik b ;

$$T_{pinch} = |T_b - T_6|$$
$$T_{approach} = |T_a - T_b|$$

$T_a - T_b$ disebut *approach point*. *Pinch point* yang terjadi pada HRSG PLTGU Cilegon ditunjukkan oleh gambar 4.6 berikut ini:



Gambar 4. 6. Pinch point pada evaporator HRSG PLTGU Cilegon

Tabel 4.8 menunjukkan nilai *approach* dan *pinch point* yang terjadi pada evaporator HRSG PLTGU Cilegon berdasarkan hasil simulasi.

Tabel 4. 8. Nilai approach dan pinch point pada LP evaporator

Peralatan	Approach Point ; At (°C)	Pinch Point ; Pt (°C)
LP Evaporator	23,67	18,8

Power dan Efisiensi

Nilai power dan efisiensi PLTGU dengan konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST yang diperoleh dari simulasi cycle tempo ditunjukkan pada tabel 4.9 berikut ini :

Tabel 4. 9. Power dan efisiensi combine cycle 50% beban ST

Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Kalor *input*	Qin	666.461,44	kW
Daya Turbin	W_T	466.146,57	kW
Daya kompressor	W_C	244.059,12	kW
Daya turbin gas	W_{Tg}	222.087,61	kW
Daya HP ST	$W_{t.hp}$	27.473,53	kW
Daya IP ST	$W_{t.ip}$	44.860,35	kW
Daya LP ST	$W_{t.lp}$	35.719,21	kW
Daya turbin uap	W_{st}	108.052,99	kW
Daya Pembangkit	W_{PP}	330.140,6	kW
Efisiensi	η	49,536	%

1. Power yang dibangkitkan

Tabel 4.7 di atas menunjukkan bahwa power yang dihasilkan oleh generator pada turbin uap adalah 108.052,59 kW

dan turbin gas adalah 222.087,61 kW, nilai power yang dihasilkan dari *combine cycle* dapat dijabarkan sebagai berikut :

Power yang dihasilkan sebuah pembangkit dalam hal ini jumlah dari nilai power yang dihasilkan oleh Turbin gas dengan HP steam turbin, IP steam turbin dan LP steam turbin. Power yang dihasilkan dari simulasi adalah sebagai berikut :

$$W_{PP} = W_{GT} + W_{t.hp} + W_{t.ip} + W_{t.lp}$$
$$W_{PP} = 222.087.61\ kW + 27.473,53\ kW + 44.860,35\ kW + 35.719,21\ kW$$
$$W_{PP} = 330.140,6\ kW$$
$$W_{PP} = 330.14\ MW$$

2. Efisiensi sistem

Efisiensi thermal yang dihasilkan dari simulasi combined cycle bernilai 49,536%. Nilai efisiensi dapat dijabarkan sebagai berikut :

Efisiensi

$$\eta_{PP} = \frac{power}{kalor\ input} \times 100\%$$
$$\eta_{PP} = \frac{W_{gas} + W_{Tgross}}{Q_{in}} \times 100\%$$
$$\eta_{PP} = \frac{222.087,61\ kW + 108.052,99\ kW}{666.461,44\ kW} \times 100\%$$
$$\eta_{PP} = 49,536\%$$

Heat Rate

Heat rate pada pembangkit listrik adalah jumlah pasokan energy yang diperlukan untuk menghasilkan listrik sebesar 1 kWh, nilai heat pada hasil simulasi pada konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST adalah sebagai berikut :

$$plant\ heat\ rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{power}$$

$$plant\ heat\ rate = \frac{\left((52.920)\ kg/h\right) \cdot 43.377\ kJ/kg\right)}{330.140,6\ kW}$$

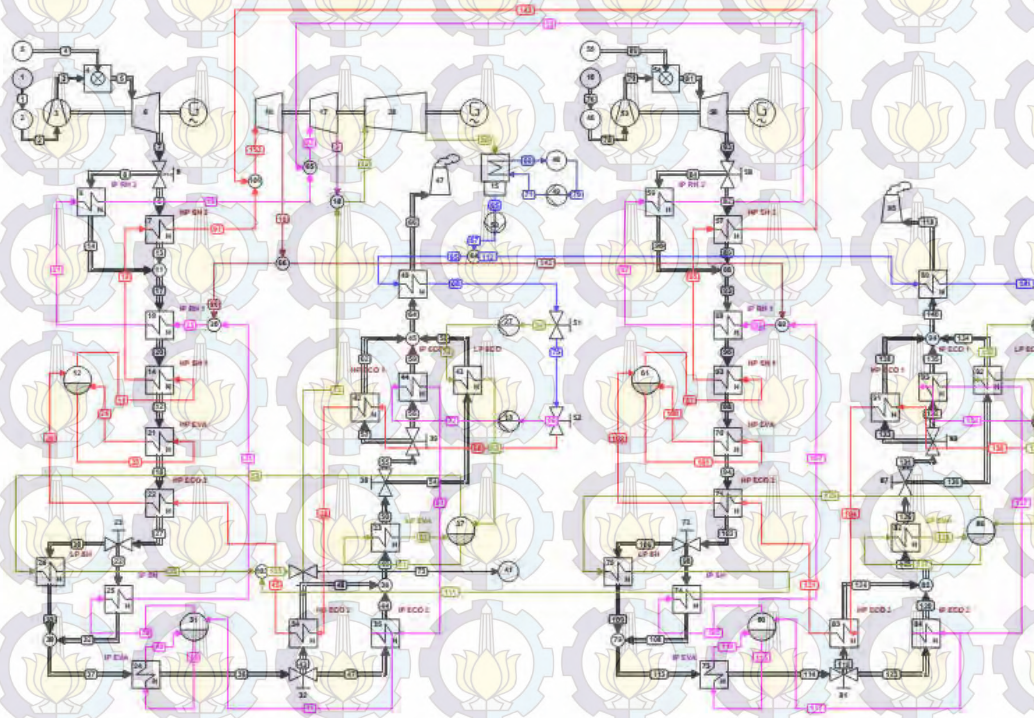
$$plant\ heat\ rate = 6953,13\ {}^{kJ}/_{kWh}$$

4.4. Permodelan operasi 100% beban ST

Permodelan operasi HRSG pada kondisi operasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST dilakukan dengan cara menggabungkan steam hasil produksi dari 2 HRSG, pada penulisan tugas akhir ini diasumsikan bahwa kondisi operasi 100% dari permodelan 2 GT – 2 HRSG – 1 ST didapatkan dari menggabungkan permodelan operasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST saat beroperasi 100% secara mandiri, yang artinya merupakan 50 % dari *steam turbine*.

Gambar 4.7 menunjukkan permodelan konfigurasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST pada cycle tempo. Line suplai uap HP Steam ditunjukkan oleh garis pipa berwarna merah dimana masing – masing suplai uap HP steam dari HRSG 1 dan HRSG 2 digabungkan melalui sebuah node 101, kemudian uap hasil ekspansi pada HP steam turbin keluar pada pipa 10 dan masuk ke node 66 kemudian dibagi menjadi 2 masing – masing masuk ke IP Reheater 1 pada HRSG 1 dan HRSG 2. Uap hasil ekspansi HP Steam turbin ini pada masing – masing HRSG akan digabungkan dengan uap yang keluar dari IP Superheater yang kemudian masuk ke IP Reheater 1, kemudian uap dari IP Reheater 1 akan masuk ke IP Reheater 2, uap keluaran dari IP Reheater 2 ini kemudian akan digabungkan pada node 65 dan masuk ke IP Steam turbine.

Uap hasil ekspansi dari IP Steam turbine kemudian akan digabungkan dengan uap LP Steam untuk memutar turbin uap. Uap LP steam hasil produksi HRSG 1 dan HRSG 2 digabungkan pada node 103, kemudian uap gabungan LP Steam ini digabungkan dengan uap hasil ekspansi dari IP Turbine pada node 18 dan kemudian akan memutar LP steam turbine.



Gambar 4. 7. Permodelan PLTGU Combine Cycle *50% beban ST*

Tabel 4.10 dibawah ini menunjukkan nilai dari hasil simulasi PLTGU Cilegon dengan cycle tempo.

Tabel 4. 10. Properties steam turbin konfigurasi 100% beban ST

Part	Parameter	Satuan	Simulasi
Steam Turbine	Power Output	kW	214.918,95
HP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	159,333
	Pressure	bar	65,19
	Temperature	°C	547,72
IP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	182,475
	Pressure	bar	17,27
	Temperature	°C	551,18
LP Steam Turbine	Mass flowrate	kg/s	194,548
	Pressure	bar	3,653
	Temperature	°C	308,51

Power dan Efisiensi

Nilai power dan efisiensi PLTGU pada kondisi 100% beban ST yang diperoleh dari simulasi *cycle tempo* ditunjukkan pada tabel 4.9 berikut ini :

Tabel 4. 11. Power dan efisiensi *combine cycle* 100% beban ST

Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Kalor *input*	Qin	1.333.922,88	kW
Daya Turbin	W_T	932.293,14	kW
Daya kompressor	W_C	488.118,24	kW
Daya Turbin gas	W_{Tg}	444.175,22	kW
Daya HP ST	$W_{t.hp}$	54.945,24	kW
Daya IP ST	$W_{t.ip}$	89.717,92	kW
Daya LP ST	$W_{t.lp}$	70.255,79	kW
Daya Turbin Uap	W_{st}	214.918,95	kW

Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Daya Pembangkit	W_{PP}	659.094,17	kW
Efisiensi	η	49,536	%

1. Power yang dibangkitkan

Tabel 4.7 di atas menunjukkan bahwa power yang dihasilkan oleh generator pada turbin uap adalah 214.918,95 kW, nilai power yang dihasilkan *combine cycle* dapat dijabarkan sebagai berikut :

Power yang dihasilkan dari simulasi adalah sebagai berikut :

$$W_{PP} = W_{GT1} + W_{GT2} + W_{t.hp} + W_{t.ip} + W_{t.lp}$$
$$W_{PP} = 222.087.61\ kW + 222.087.61\ kW + 54.945{,}24\ kW + 89.717{,}92\ kW + 70.255{,}79\ kW$$
$$W_{PP} = 659.094{,}17\ kW$$
$$W_{PP} = 659.1\ MW$$

2. Efisiensi sistem

Efisiensi thermal yang dihasilkan dari simulasi combined cycle bernilai 49,447%. Nilai efisiensi dapat dijabarkan sebagai berikut :

Efisiensi :

$$\eta_{gross} = \frac{power}{kalor\ input} \times 100\%$$
$$\eta_{gross} = \frac{659.094{,}17}{1.332.922{,}88} \times 100\%$$
$$\eta_{gross} = 49{,}447\%$$

Heat rate

Heat rate pada pembangkit listrik adalah jumlah pasokan energy yang diperlukan untuk menghasilkan listrik sebesar 1 kWh, nilai heat pada hasil simulasi pada konfigurasi *Combine Cycle* 100% beban ST adalah sebagai berikut :

$$plant\ heat\ rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV)}{power}$$

$$plant\ heat\ rate = \frac{((52.920\,kg/h \cdot 43.377\,kJ/kg) \times 2)}{659.094{,}17\ kW}$$

$$plant\ heat\ rate = 6965{,}65\ {}^{kJ}/_{kWh}$$

4.5. Analisa dan Pembahasan

4.5.1. Perbandingan kondisi operasi simple cycle dengan 50% beban ST dan 100% beban ST

Perbandingan hasil simulasi permodelan PLTGU Cilegon pada kondisi yang berbeda adalah sebagai berikut :

Tabel 4. 12. Perbandingan operasi PLTGU

Operasi	efisiensi	Power	Heat Rate
	%	MW	kJ/kWh
Gas Turbine	33,323	222.1	10.336,07
1 GT – 1 HRSG – 1 ST	49,536	330,14	6.953,13
2 GT – 2 HRSG – 1 ST	49,447	659.1	6.965,65

4.5.2. Analisa power dan efisiensi

4.5.2.1. *Gas Turbine* terhadap *Combine Cycle* 50% beban ST

Tabel 4.12 menunjukkan bahwa terjadi perbedaan nilai efisiensi saat gas turbin beroperasi mandiri (*simple cycle*) dan pada saat beroperasi *combine cycle*, dari tabel diketahui bahwa terjadi kenaikan efisiensi sebesar 16,213% saat pembangkit beroperasi *combine cycle*.

Energy yang dihasilkan oleh pembakaran pada *combustor* bernilai Q_{in} = 666.5 MW jika pada *simple cycle* hanya dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik oleh turbin gas sebesar 222,1 MW lalu dibuang ke atmofer melalui *stack*, dimana suhu outlet gas turbine adalah 608°C, dengan mass flow sebesar 622,48 kg/s sehingga energi yang hilang berdasarkan hasil simulasi pada

stack adalah 458,5 MW. Pada HRSG energi panas yang terbuang ini dimanfaatkan untuk mengasilkan uap yang digunakan untuk memutar turbin uap, berdasarkan hasil simulasi jajaran turbin uap menghasilkan daya sejumlah 108,1 MW, sehingga power total yang dihasilkan adalah $W_{GT} + W_{ST} = 330{,}14\ MW$, dengan nilai efisiensi adalah 49,536%.

4.5.2.2. *Combine Cycle* 50% beban ST terhadap *Combine Cycle* 100% beban ST

Tabel 4.12 menunjukkan bahwa terjadi perbedaan nilai efisiensi saat PLTGU beroperasi pada kondisi 50% beban ST konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST dengan kondisi 100% beban ST konfigurasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST, dari table diketahui bahwa efisiensi bernilai lebih besar saat PLTGU beroperasi pada kondisi kondisi 50% beban ST, terdapat deviasi sebesar 0.089%. Penurunan efisiensi ini disebabkan oleh kenaikan power yang dihasilkan saat PLTGU beroperasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST tidak linear, prosentase kenaikan yang terjadi adalah ± 99,64 %. Hal ini disebabkan oleh adanya perubahan kondisi properties saat PLTGU beroperasi kondisi 50% beban ST dan kondisi 100% beban ST serta adanya perubahan mass flow yang terjadi pada *steam* masuk ke turbin, ditunjukkan pada table 4.13.

Tabel 4. 13. Perbandingan properties PLTGU

Item	50% beban ST		100% beban ST			
			Each Suplai		Joint Suplai	
	T (°C)	$\dot{m}_{steam}$	T (°C)	$\dot{m}_{steam}$	T (°C)	$\dot{m}_{steam}$
HP ST	547,69	79,673	547,72	79,666	547,72	159,333
IP ST	551,14	91,380	551,18	91,373	551,18	182,745
LP ST	305,85	99,392			308,51	194,548

Dari table 4.13 di atas dapat dilihat ketika turbin beroperasi *Combine Cycle* 50% beban ST dengan konfigurasi 1 – 1 – 1 suplai uap menuju HP ST memiliki T_{inlet} = 547,69 °C dan $\dot{m}_{steam} = 79{,}673\ {}^{kg}/_{s}$, namun ketika PLTGU beroperasi 2 – 2 – 1, suplai uap dari 1 HRSG sebelum digabungkan propertiesnya berbeda yaitu T_{inlet} = 547,72°C dan $\dot{m}_{steam} = 79{,}666\ {}^{kg}/_{s}$, deviasi yang terjadi adalah ; T = 0,03°C ; $\dot{m}_{steam} = 0{,}007\ {}^{kg}/_{s}$ dan deviasi power yang terjadi adalah power turun $W_{t.hp}$ = 0,91 kW.

Pada IP ST memiliki T_{inlet} = 551,14°C dan $\dot{m}_{steam} = 91{,}380\ {}^{kg}/_{s}$, namun ketika PLTGU beroperasi *Combine Cycle* 100% beban ST dengan konfigurasi 2 – 2 – 1, suplai uap dari 1 HRSG sebelum digabungkan propertiesnya berbeda yaitu T_{inlet} = 551,18°C dan $\dot{m}_{steam} = 91{,}373\ {}^{kg}/_{s}$, deviasi yang terjadi adalah ; T = 0,04°C ; $\dot{m}_{steam} = 0{,}007\ {}^{kg}/_{s}$ dan deviasi power yang terjadi adalah power turun $W_{t.ip}$ = 1,39 kW dan deviasi power pada LP ST yang terjadi adalah power turun $W_{t.lp}$ = 591,215 kW, jika diasumsikan kenaikan power yang dialami pembangkit adalah linear maka pada saat PLTGU beroperasi 2 – 2 – 1 terdapat losses sebesar 1187,03 kW, yang diperoleh dari :

$$\Delta W_{PP} = (2 \times W_{PP\ 1-1-1}) - W_{PP\ 2-2-1}$$
$$\Delta W_{PP} = (2 \times 330.140{,}6) - 659.094{,}17$$
$$\Delta W_{PP} = 1187{,}03\ kW$$

4.5.3. Analisa heat rate

4.5.3.1. *Gas Turbine* terhadap *Combine Cycle* 50% beban ST

Tabel 4.12 menunjukkan bahwa terjadi perbedaan nilai heat rate saat gas turbin beroperasi mandiri (*simple cycle*) dan pada saat beroperasi *combine cycle*, dari tabel diketahui bahwa terjadi penurunan heat rate sebesar 3382,94 kJ/kWh saat pembangkit beroperasi *combine cycle*. Penurunan nilai heat rate ini terjadi akibat adanya kenaikan power yang dihasilkan oleh pembangkit, seperti dibahas pada

analisa power dan efisiensi di 4.5.2.1 yaitu pada saat pembangkit beroperasi combine cycle panas yang dihasilkan bahan bakar digunakan untuk memutar 2 jenis turbin, yaitu turbin gas dan turbin uap.

4.5.3.2. Konfigurasi *Combine Cycle* 50% beban ST terhadap *Combine Cycle* 100% beban ST

Table 4.10 menunjukkan bahwa terjadi perbedaan nilai heat rate saat PLTGU beroperasi pada *Combine Cycle* 50% beban ST dengan *Combine Cycle* 100% beban ST, dari table diketahui bahwa heat rate bernilai lebih besar saat PLTGU beroperasi pada kondisi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST, terdapat deviasi heat rate sebesar 12,52 kJ/kWh. Deviasi heat rate ini terjadi akibat adanya kenaikan power yang dihasilkan oleh turbin uap tidak linear, seperti dibahas pada analisa power dan efisiensi di 4.5.2, sedangkan kenaikan mass flow bahan bakar pada turbin gas adalah linear, yaitu 2 kali dari mass flow saat PLTGU beroperasi pada *Combine Cycle* 50% beban ST dengan konfigurasi 1 GT – 1 HRSG – 1 ST.

Heat rate merupakan jumlah pasokan energy yang diperlukan untuk menghasilkan listrik sebesar 1 kWh, dengan demikian jika nilai heat rate semakin besar maka kinerja suatu power plant semakin tidak efisien, sebaliknya jika semakin kecil nilai heat rate maka kinerja power plant akan semakin baik.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

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

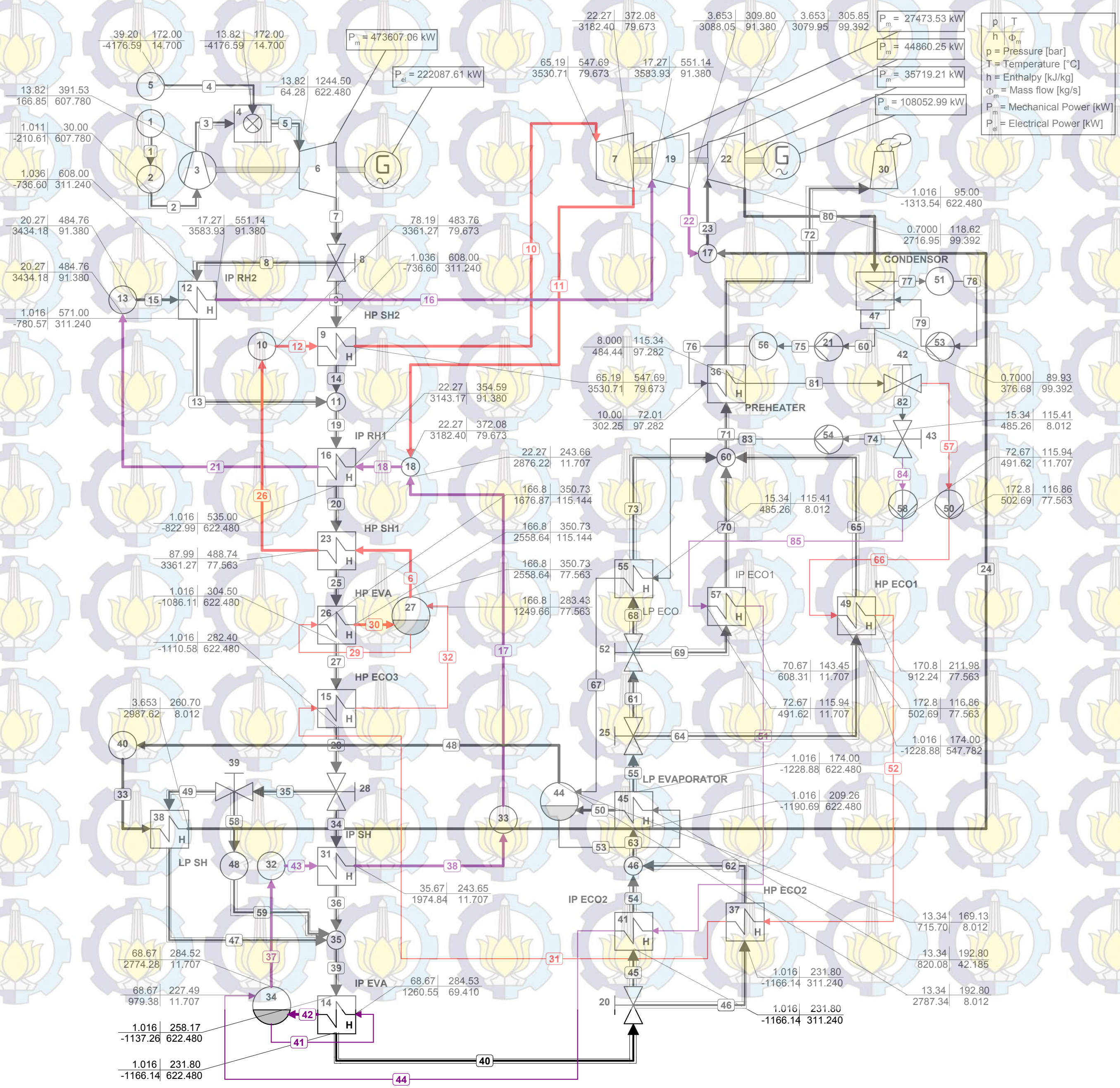
1. Daya yang dihasilkan powerplant adalah sebagai berikut :
   a. Daya turbin gas = 222,1 MW
   b. Daya *Combine Cycle* 50% beban ST = 330,14 MW
   c. Daya *Combine Cycle* 100% beban ST = 659,1 MW
2. Efisiensi yang dihasilkan power plant adalah sebagai berikut :
   a. Efisiensi turbin gas = 33,323 %
   b. Efisiensi *Combine Cycle* 50% beban ST = 49,536 %
   c. Efisiensi *Combine Cycle* 100% beban ST = 49,447 %
3. Terdapat perbedaan efisiensi yang kecil saat PLTGU disimulasikan pada kondisi operasi *Combine Cycle* 50% beban ST dan kondisi operasi *Combine Cycle* 100% beban ST, deviasi yang terjadi adalah 0,089%.
4. Nilai *heat rate* mengalami kenaikan dari 6953,13 kJ/kWh pada PLTGU dipoerasikan pada konfigurasi *Combine Cycle* 50% beban ST menjadi 6965,65 kJ/kWh pada ssat PLTGUdipoerasikan pada konfigurasi *Combine Cycle* 100% beban ST.

5.2. Saran

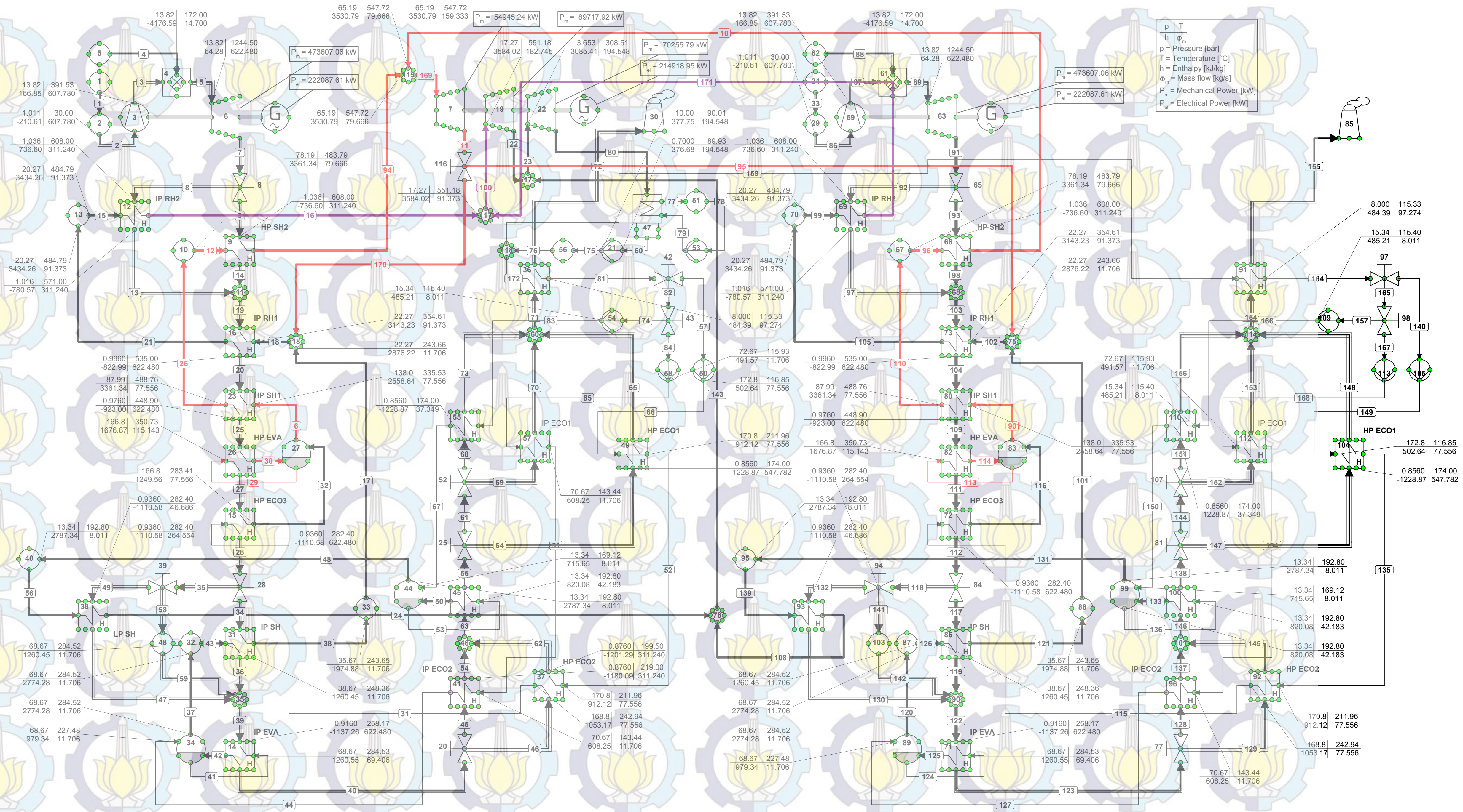
Saran yang bisa diberikan untuk kemajuan penelitian lebih lanjut adalah sebagai berikut :

1. Diperlukan input data yang lebih lengkap untuk melakukan simulasi kondisi PLTGU untuk mendapatkan hasil yang lebih mendekato kondisi actual.

2. Diharapkan adanya penelitian lebih lanjut dengan berbagai kondisi operasi PLTGU, semisal pada konfigurasi 2 GT – 2 HRSG – 1 ST namun dengan daya yang dihasilkan dari gas turbin berbeda – beda, untuk lebih mengetahui kondisi operasi PLTGU dengan multi GT dan HRSG.
3. Perlu dilakukannya penelitian lebih lanjut terkait dengan software cycle tempo, karena adanya kemungkinan kesalahan dalam pengaturan model power plant saat melakukan simulasi.



p T
h Φm
p = Pressure [bar]
T = Temperature [°C]
h = Enthalpy [kJ/kg]
Φm = Mass flow [kg/s]
Pm = Mechanical Power [kW]
Pel = Electrical Power [kW]
Pm = 473607.06 kW
Pel = 222087.61 kW
Pm = 27473.53 kW
Pm = 44860.25 kW
Pm = 35719.21 kW
Pel = 108052.99 kW
IP RH2
HP SH2
IP RH1
HP SH1
HP EVA
HP ECO3
IP SH
LP SH
IP EVA
CONDENSOR
PREHEATER
IP ECO1
HP ECO1
LP ECO
LP EVAPORATOR
HP ECO2
IP ECO2


p = Pressure [bar]
T = Temperature [°C]
h = Enthalpy [kJ/kg]
Φm = Mass flow [kg/s]
Pm = Mechanical Power [kW]
Pel = Electrical Power [kW]
Pm = 473607.06 kW
Pel = 222087.61 kW
Pm = 54945.24 kW
Pm = 89717.92 kW
Pm = 70255.79 kW
Pel = 214918.95 kW
IP RH2
HP SH2
IP RH1
HP SH1
HP EVA
HP ECO3
LP SH
IP SH
IP EVA
IP ECO1
HP ECO1
IP ECO2
HP ECO2

1. PURPOSE

The purpose of the heat balance diagrams is to define the various operating conditions (Flow / Pressure / Temperature) for the power island in order to obtain the power output and operating efficiency specified in the contract.

2. Site condition

Site Data	**Ambient Temperature:** Dry bulb Max: 35.5 ℃ Min: 22.7 ℃ Ave: 27 ℃ **Performance** Rated(guarantee) condition: 30 ℃ Design Temperature: 40 ℃ **Relative humidity:** Max. : 100 % Min. : 62 % Ave. : 83 % Rated(guarantee)condition: 83 % **Atmospheric press :** Max. : 1,016.3 mbar Min. : 1,005 mbar Rated(guarantee) condition: 1,013 mbar **Site altitude** : 3 m from Mean Sea Level **Rainfall-Precipitation** : Annual Ave.: 1,689 mm January Ave.: 504 mm Annual recorded Max.: 2,055 mm Recorded Monthly Max.: 646 mm **Evaporation** : Annual Ave.: 2.8 mm/day **Wind Speed** : Max 32.5 m/sec **Design Wind Speed** : Basic Wind velocity 120 km/h per ANSI A58.1 **Seismic Protection Intensity** : Zone-4 of Tata cara perencanaan ketahanan gempa untuk bangunan gedung(The procedure of the Earthquake resistance planning for building)SN103-1726-2002 published by "Standard Nasional Indonesia" Others : Tropical area (hot, humid, salty and corrosive environment)

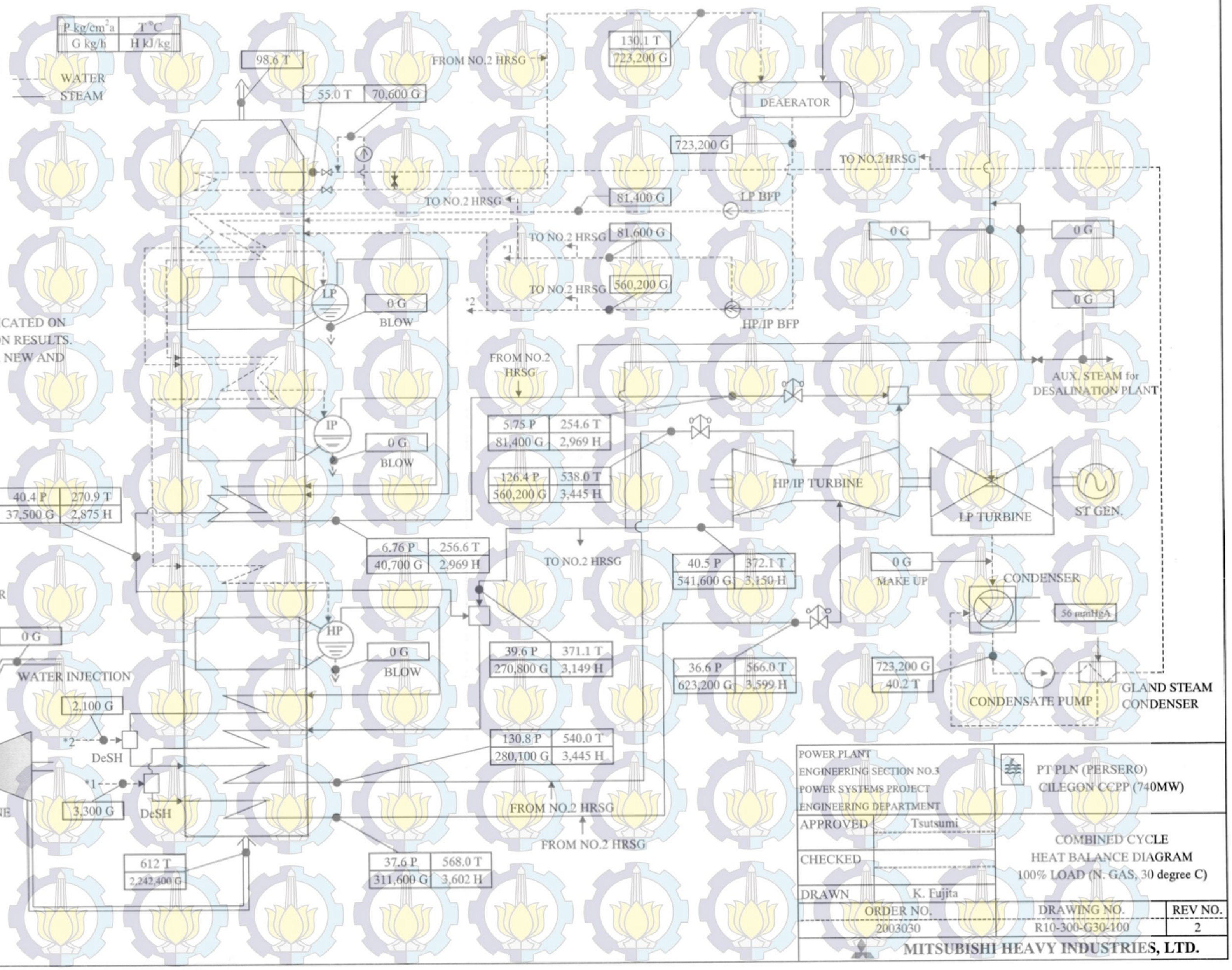
3.HEAT BALANCE DIAGRAMS

	Conditions	Fuel	Ambient Temp.	Load	Drawing No.	Page No.
1	C/C 100% Load	Gas	30 deg.C	C/C 100%	R10-300-G30-100	3
2	C/C 100% Load with steam export for desalination plant	Gas	30 deg.C	C/C 100%	R10-300-G30-100S	4
3	C/C 100% Load	Oil	30 deg.C	C/C 100%	R10-300-O30-100	5
4	C/C 100% Load with steam export for desalination plant	Oil	30 deg.C	C/C 100%	R10-300-O30-100S	6
5	C/C 75% Load	Gas	30 deg.C	C/C 75%	R10-300-G30-75	7
6		Oil	30 deg.C	C/C 75%	R10-300-O30-75	8
7	C/C 50% Load	Gas	30 deg.C	C/C 50%	R10-300-G30-50	9
8		Oil	30 deg.C	C/C 50%	R10-300-O30-50	10
9	C/C 25% Load	Gas	30 deg.C	C/C 25%	R10-300-G30-25	11
10		Oil	30 deg.C	C/C 25%	R10-300-O30-25	12
11	S/C 100% Load	Gas	30 deg.C	S/C 100%	E01-04158-1	13
12		Oil	30 deg.C	S/C 100%	E01-04159-1	14
13	S/C 75% Load	Gas	30 deg.C	S/C 75%	E01-04158-2	15
14		Oil	30 deg.C	S/C 75%	E01-04159-2	16
15	S/C 50% Load	Gas	30 deg.C	S/C 50%	E01-04158-3	17
16		Oil	30 deg.C	S/C 50%	E01-04159-3	18
17	S/C 25% Load	Gas	30 deg.C	S/C 25%	E01-04158-4	19
18		Oil	30 deg.C	S/C 25%	E01-04159-4	20

PROJECT	PLN CILEGON
GROSS OUTPUT	
GT: 236,900 kW x 2	
ST: 268,100 kW	
GROSS BLOCK OUTPUT	741,900 kW
GROSS HEAT RATE (LHV)	6,362 kJ/kWh
OPERATING CONDITION	
LOAD (%)	100
AIR TEMP. (℃)	30
R. H. (%)	83
AIR PRESS. (mbar)	1013.25
FUEL	Natural Gas
MAKE UP (%)	0

NOTE

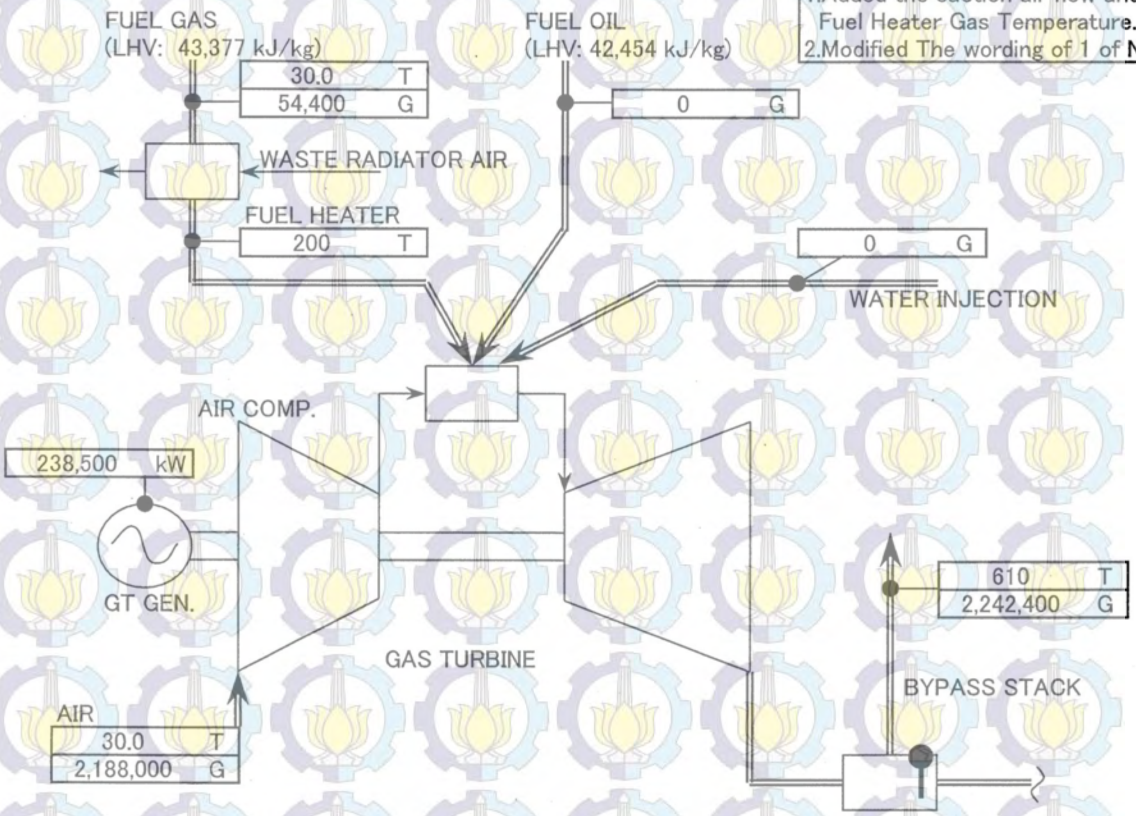
1. ALL PERFORMANCE VALUES INDICATED ON THIS DIAGRAM ARE CALCULATION RESULTS.
2. PERFORMANCE VALUES ARE FOR NEW AND CLEAN CONDITION.



POWER PLANT ENGINEERING SECTION NO.3 POWER SYSTEMS PROJECT ENGINEERING DEPARTMENT		PT PLN (PERSERO) CILEGON CCPP (740MW)	
APPROVED	Tsutsumi	COMBINED CYCLE HEAT BALANCE DIAGRAM 100% LOAD (N. GAS, 30 degree C)	
CHECKED			
DRAWN	K. Fujita		
ORDER NO. 2003030		DRAWING NO. R10-300-G30-100	REV NO. 2
MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.			

3

R.1 2004.12.13
1.Added the suction air flow and Fuel Heater Gas Temperature.
2.Modified The wording of 1 of Note.



T	Temperature	°C
G	Flow	kg/h

OPEN CYCLE	
GT GROSS OUTPUT :	238,500 kW
GT GROSS HEAT RATE : (LHV)	9,894 kJ/kWh
OPERATING CONDITIONS	
GT LOAD (%)	100
AIR TEMP. (°C)	30
R.H. (%)	83
AIR PRESS. (mbar)	1,013.25
FUEL	Natural GAS
WATER INJECTION	None

NOTE
1. ALL PERFORMANCE VALUES INDICATED ON THIS DIAGRAM ARE CALCULATION RESULTS.
2. PERFORMANCE VALUES ARE FOR NEW AND CLEAN CONDITION.

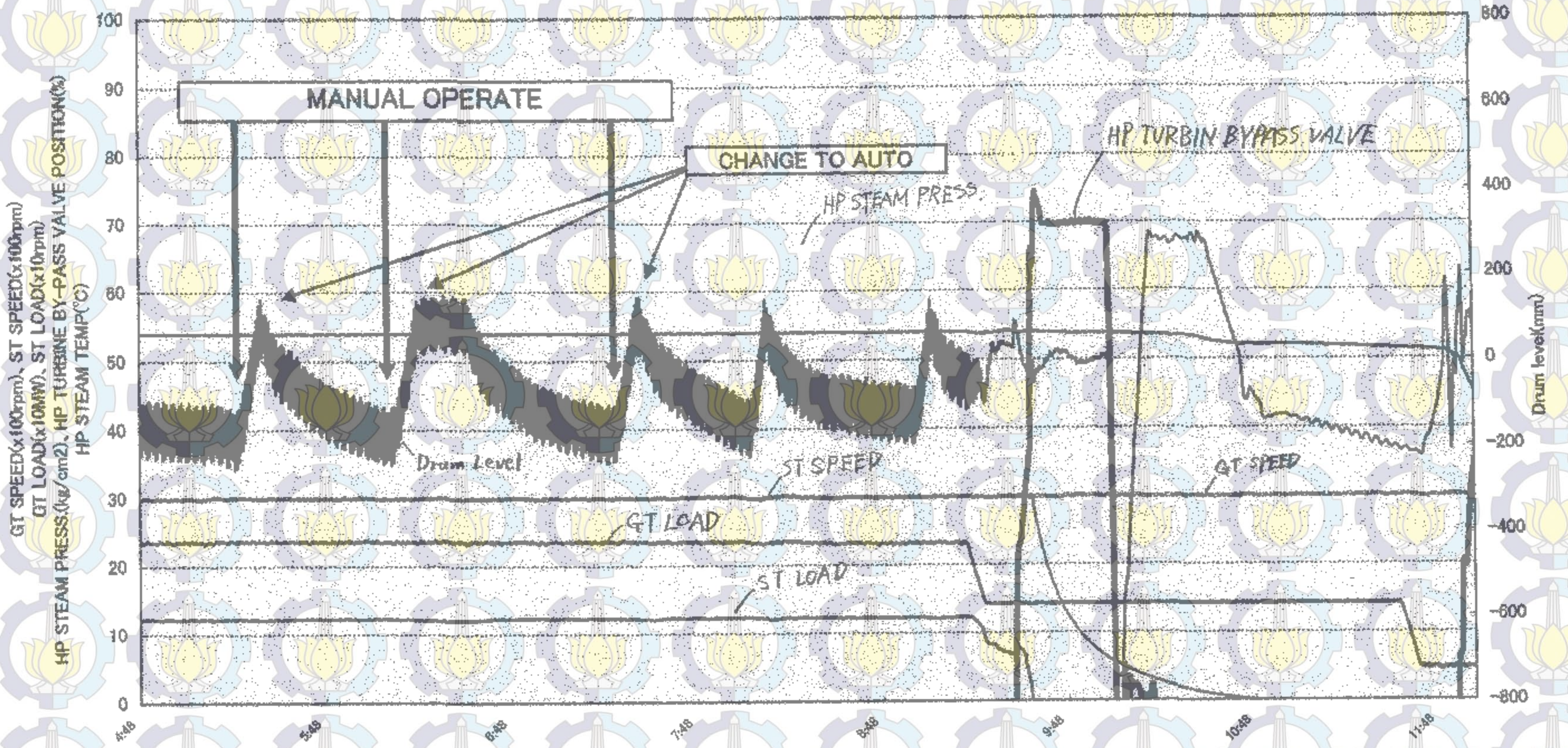
	COMBUSTION TURBINE ENG'G SECTION	PT PLN (PERSERO) CILEGON CCPP (740MW)
APPROVED		GAS TURBINE OPEN CYCLE HEAT BALANCE DIAGRAM 100 % LOAD (N.GAS , 30 degreeC)
CHECKED	Kemal?	
DRAWN		
SCALE		
ORDER NO. 2003030E	DWG. NO. E01-04158-1	REV NO. 1

MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

/3

ATTACHMENT-2. 1on1 HRSG100%load static condition

HP FLOW OPERATION DATA

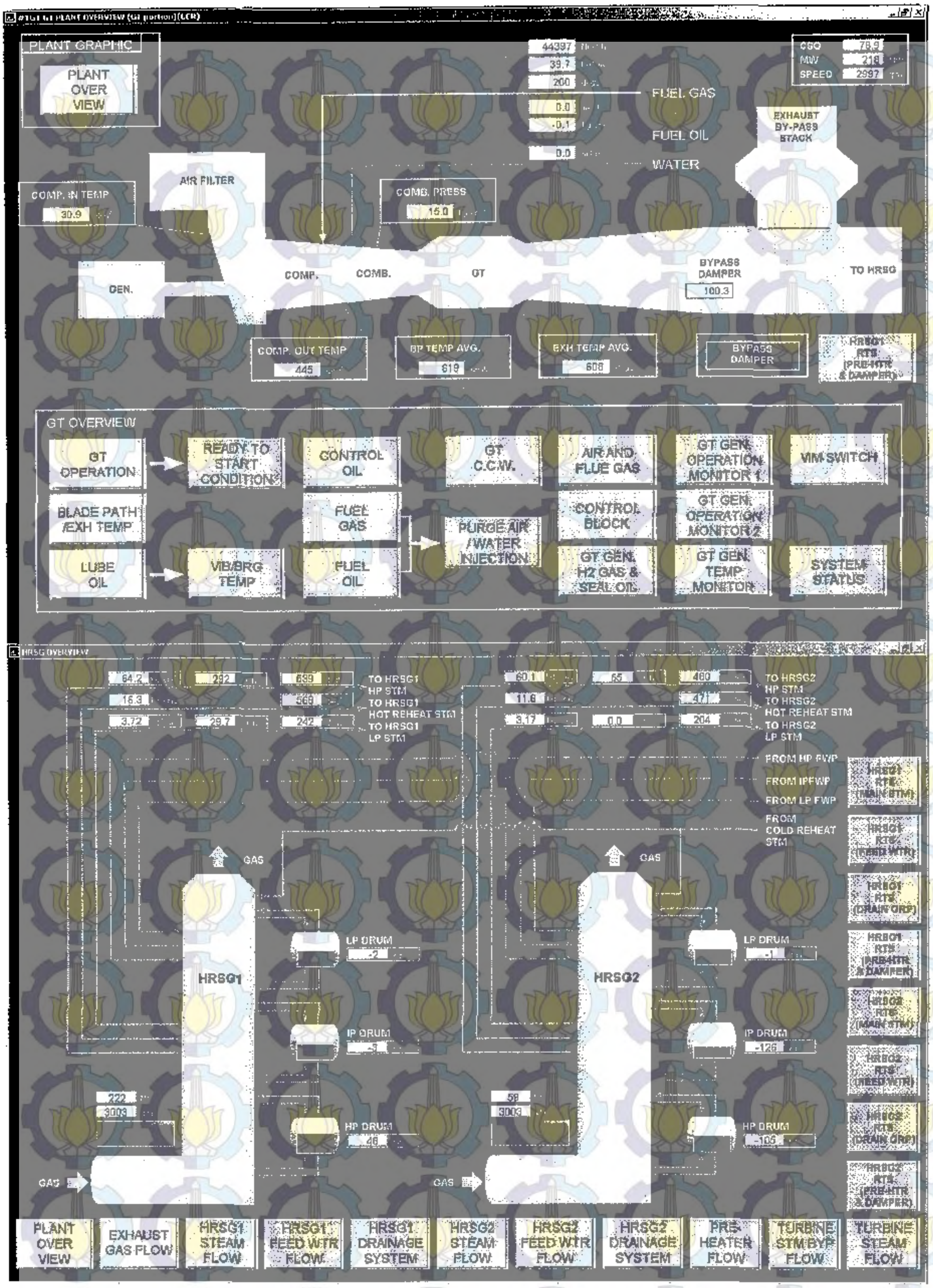


2007/9/6 OPERATION VALUE					
DRUM LEVEL (mm)		STEAM TEMPERATURE (°C)		STEAM PRESSURE (kg/cm^2)	
MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN
208	-227	541	412	66.0	53.8

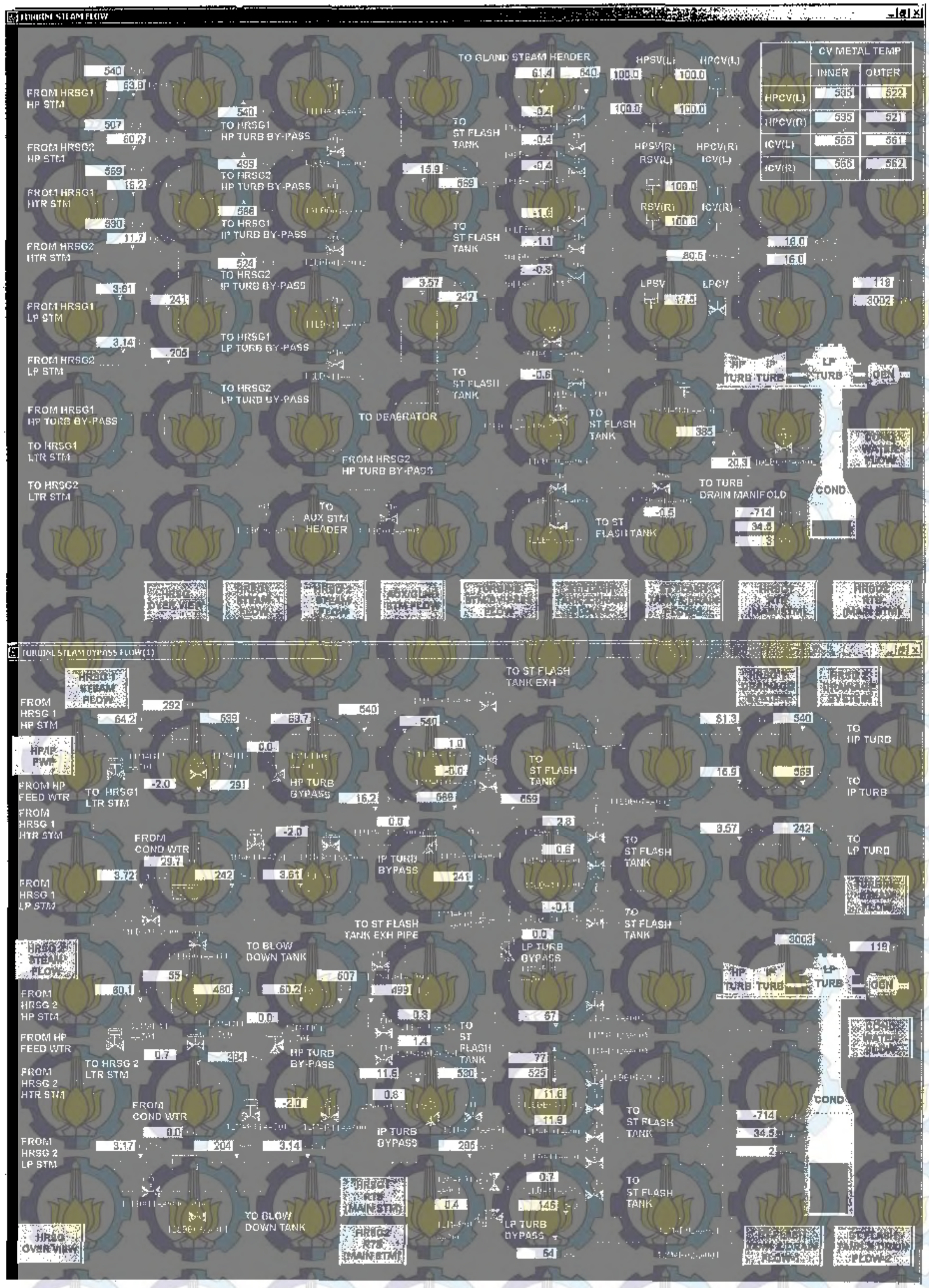
PT 2 HRSG 100 % LOAD STATICK CONDITION (HP DRUM LEVEL DECREASING

ST 50%LOAD '1on1'

2007/10/1
#1HRSG

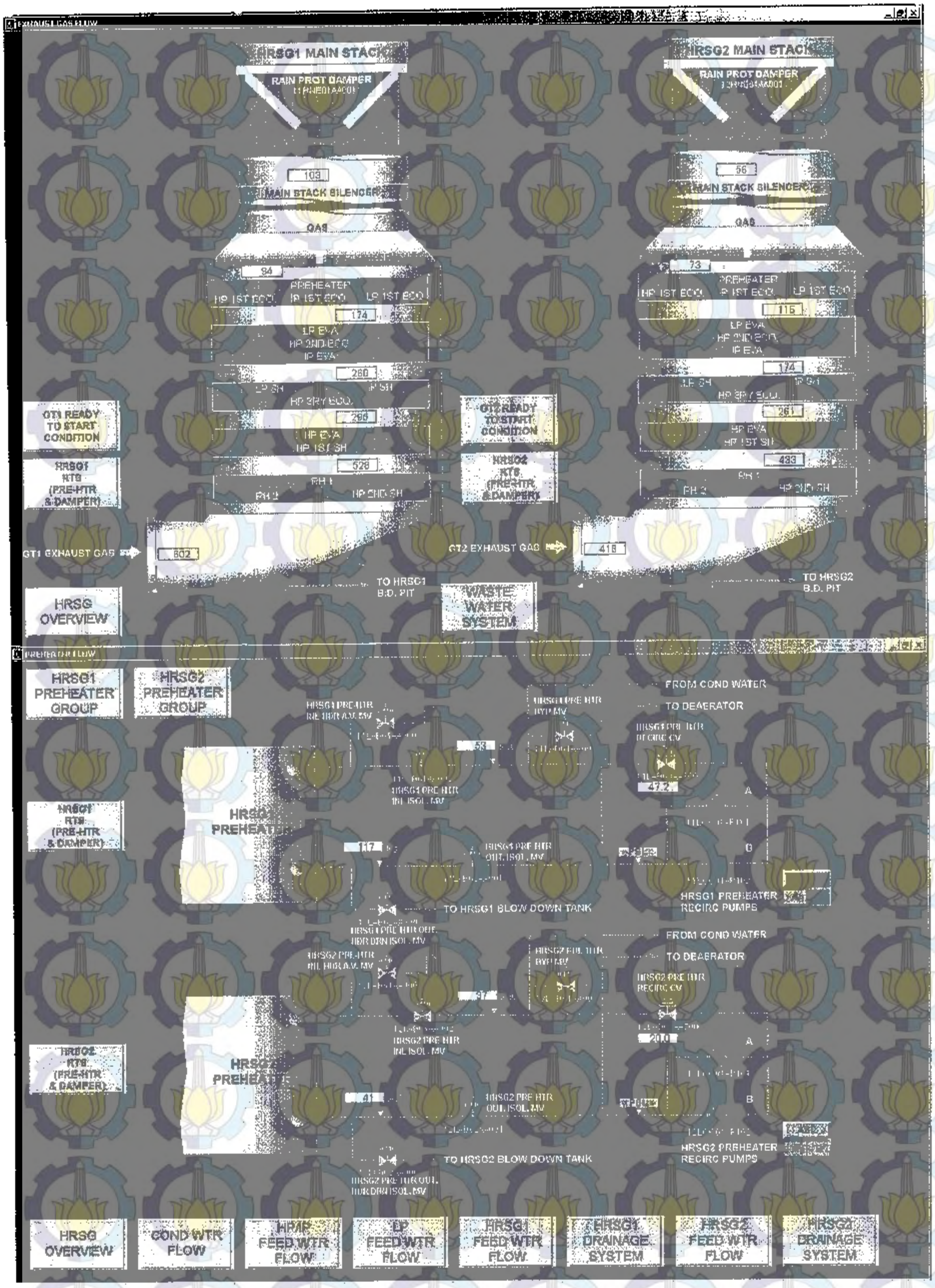


2007/10/11
#1 HRSG



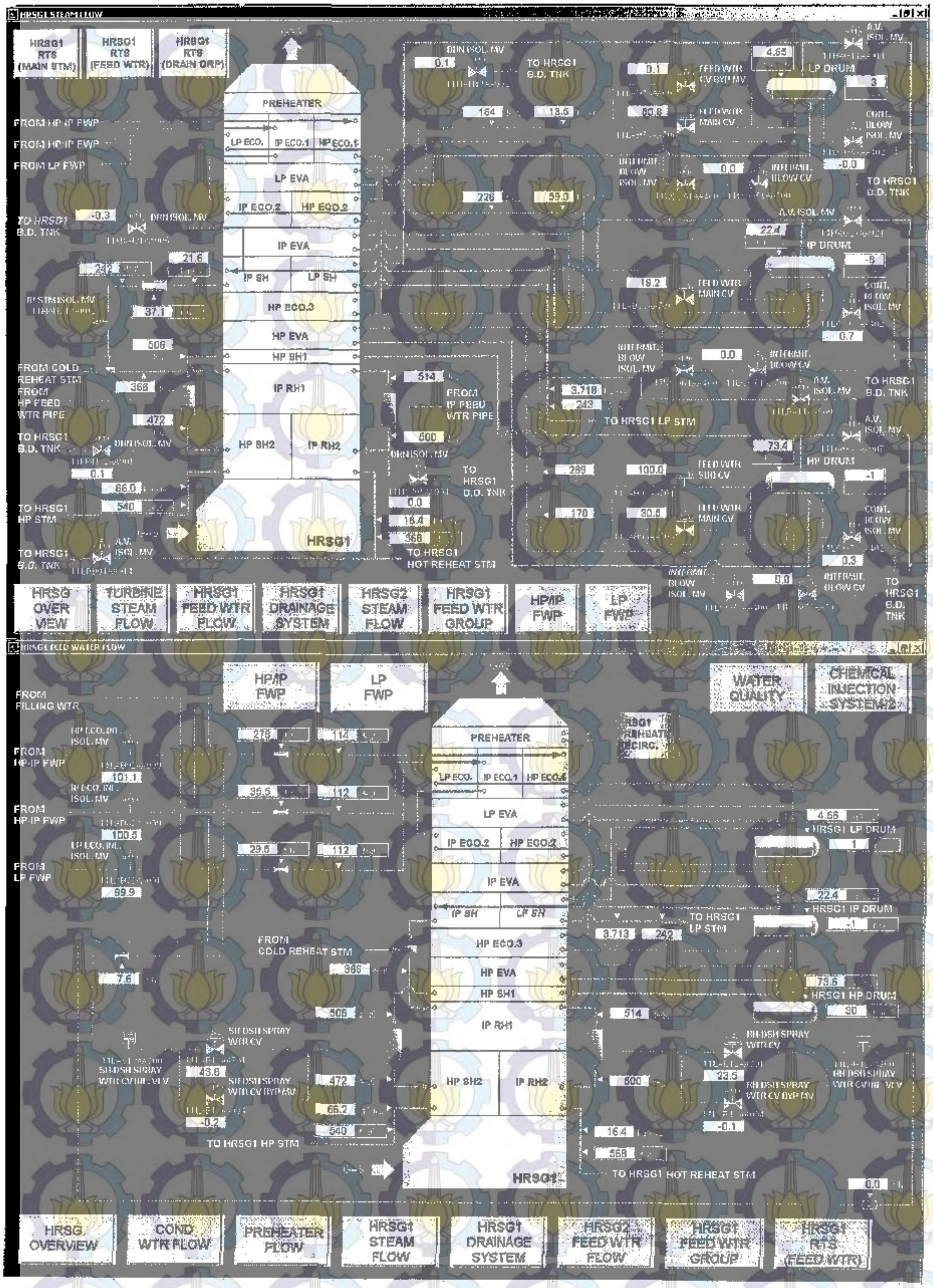
ST 50%LOAD '1on1'

2007/10/1
#1 HRSG



ST 50%LOAD '1on1'

2007/10/1
#1 HRSG



ST 50%LOAD '1on1'

2007/10/1

#1 HRSG

PROPERTIES PERMODELAN PLTGU CILEGON

	From apparatus		Mass flow	Pressure	Temperature	Enthalpy	Entropy
	No	Name	[kg/s]	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]
GAS TURBINE & FLUE GAS	1	Air inlet	607.78	1.012	30	-210.61	6.9687
	2	Air filter	607.78	1.01	30	-210.61	6.9692
	3	Compressor	607.78	13.82	391.53	166.85	7.0276
	5	Fuel inlet	14.7	13.82	172	-4176.59	10.0895
	4	Combustor	622.48	13.82	1244.5	64.28	8.2085
	6	GT	622.48	1.036	608	-736.6	8.2889
	8	GT to IP RH 2	311.24	1.036	608	-736.6	8.2889
	8	GT to IP SH 2	311.24	1.036	608	-736.6	8.2889
	12	IP RH 2	311.24	1.016	571	-780.57	8.2437
	9	HP SH 2	311.24	1.036	571.5	-779.98	8.2386
	11	HP SH 2 / IP RH 2	622.48	1.016	571.25	-780.27	8.244
	16	IP RH 1	622.48	1.016	535	-822.99	8.1923
	23	HP SH 1	622.48	1.016	448.9	-923	8.0615
	26	HP Evaporator	622.48	1.016	304.5	-1086.11	7.8096
	15	HP Economizer 3	622.48	1.016	282.4	-1110.58	7.7664
	28	HP Eco3 to IP SH	311.24	1.016	282.4	-1110.58	7.7664
	28	HP Eco 3 to LP SH Splitter	311.24	1.016	282.4	-1110.58	7.7664
	31	IP SH	311.24	1.016	258	-1137.45	7.717
	39	HP Eco 3 to LP SH	46.686	1.016	282.4	-1110.58	7.7664
	38	LP SH	46.686	1.016	258	-1137.45	7.717
	35	node IP SH/LP SH	622.48	1.016	258.17	-1137.26	7.7173
	14	IP Eva	622.48	1.016	231.8	-1166.14	7.6616
	20	IP Eva to IP Eco 2	311.24	1.016	231.8	-1166.14	7.6616
	20	IP Eva to HP Eco 2	311.24	1.016	231.8	-1166.14	7.6616
	41	IP Economizer 2	311.24	1.016	219	-1180.1	7.6336
	37	HP Economizer 2	311.24	1.016	199.5	-1201.29	7.5896
	46	IP Eco 2 / HP Eco 2	622.48	1.016	209.26	-1190.69	7.6118
	45	Lp Evaporator	622.48	1.016	174	-1228.88	7.5296
	25	LP SH to Splitter LP/IP Economizer	74.698	1.016	174	-1228.88	7.5296
	25	LP SH to HP Economizer 1	547.782	1.016	174	-1228.88	7.5296
	49	HP Economizer 1 to node	547.782	1.016	120	-1286.87	7.3914
	52	Splitter to LP Economizer	37.349	1.016	174	-1228.88	7.5296
	55	LP Economizer to node	37.349	1.016	128	-1278.31	7.413
	57	IP Economizer 1 to node	37.349	1.016	140	-1265.45	7.4446
	52	Splitter to IP Economizer	37.349	1.016	174	-1228.88	7.5296
	60	node HP/IP/LP Eco to Preheater	622.48	1.016	121.68	-1285.07	7.396
	36	Preheater to stack	622.48	1.016	95	-1313.54	7.3213
HP APPARATUS	42	Preheater to HP FWP	77.563	8	115.34	484.44	1.4767
	50	HP FWP	77.563	172.8	116.86	502.69	1.479
	49	HP Economizer 1	77.563	170.8	211.98	912.24	2.4182
	37	HP Economizer 2	77.563	168.8	242.97	1053.29	2.7004
	15	HP Economizer 3	77.563	166.8	283.43	1249.66	3.067
	27	HP Steam Drum (water)	115.144	166.8	350.73	1676.87	3.7875
	26	HP Evaporator	115.144	166.8	350.73	2558.64	5.2009
	27	HP Steam Drum	77.563	138	335.53	2558.64	5.2463
	23	HP SH 1	77.563	80.19	484.79	3361.27	6.6756
	10	HP SH 1 Sink	79.673	78.19	483.76	3361.27	6.6864
	9	HP SH 2	79.673	65.19	547.69	3530.71	6.981
	7	HPST	79.673	22.27	372.08	3182.4	6.981
TUS	43	IP/LP Splitter to IP FWP	11.707	8	115.34	484.44	1.4767
	58	IP FWP to IP Economizer 1	11.707	72.67	115.94	491.62	1.4776
	57	IP Economizer 1	11.707	70.67	143.45	608.31	1.7679
	41	IP Economizer 2	11.707	68.67	227.49	979.38	2.5788
	34	IP Steam drum (water)	69.41	68.67	284.53	1260.55	3.11
	14	IP Evaporator	69.41	68.67	284.53	1563.3	3.6528
	34	IP Steam drum	11.707	68.67	284.52	2774.28	5.8241

	From apparatus		Mass flow	Pressure	Temperature	Enthalpy	Entropy
	No	Name	[kg/s]	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]
IP APPARA	32	IP Steam Drum Sink	11.707	38.67	248.36	1260.45	3.1288
	31	IP SH sink	11.707	35.67	243.65	1974.84	4.5152
	33	IP SH sink	11.707	22.27	243.66	2876.22	6.45
	18	IP SH/HPST Node	91.38	22.27	354.59	3143.17	6.9193
	16	IP RH 1	91.38	20.27	484.76	3434.18	7.3831
	13	IP RH 1 Sink	91.38	20.27	484.76	3434.18	7.3831
	12	IP RH 2	91.38	17.27	551.14	3583.93	7.6454
	19	IPST	91.38	3.653	309.8	3088.05	7.6454
	17	IP ST/LP SH Node	99.392	3.653	305.85	3079.95	7.6315
LP APPARATUS	43	Preheater splitter to LP FWP	8.012	8	115.34	484.44	1.4767
	54	LP FWP to LP Economizer	8.012	15.34	115.41	485.26	1.4768
	55	LP Economizer	8.012	13.34	169.13	715.7	2.0326
	44	LP Steam Drum (water)	42.185	13.34	192.8	820.08	2.2625
	45	Lp Evaporator	42.185	13.34	192.8	1213.54	3.1069
	44	LP Steam Drum	8.012	13.34	192.8	2787.34	6.4846
	40	LP Steam Drum Sink	8.012	6.653	192.8	2831.03	6.8805
	38	LP SH	8.012	3.653	260.7	2987.62	7.4654
	17	LP SH NODE	99.932	3.653	305.85	3079.95	7.6315
	22	LP ST	99.392	0.7	118.62	2716.95	7.6315
	47	Condensor	99.392	0.7	89.93	376.68	1.1919
	21	Condensor water pump to sink	97.282	10	90.01	377.75	1.1922
	56	sink CWP to preheater	97.282	10	72.01	302.25	0.9789
	36	Preheater to FWP Splitter	97.282	8	115.34	484.44	1.4767
	42	FWP Splitter to IP/LP Splitter	19.719	8	115.34	484.44	1.4767

DAFTAR PUSTAKA

Falah, A., Starkloff, R., Pfeiffer, S., Karner, K., Epple, B., dan Hyun, G.K., 2015. “A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: Part loads and off-design operation”. **Fuel**.

Woudstra, N., Woudstra, T, Armando, P., dan Teus, V.S,. 2010. Thermodynamic Evaluation of Combined Cycle Plant. **Energy Conversion and Management** 52 (2010) 1099 – 1110.

Moran, J., dan Shapiro, H.N., 2006. **Fundamental of Engineering Thermodynamics 5th Edition**. John Wiley and Shon, Inc.

Kiameh, P. 2002. **Power Generation Handbook : Selection, Applications, Operation and Maintenance 1 edition**. McGraw-Hill Professional.

______. 2005. HRSG Basic Desain. **Mitsubishi Heavy Industries, LTD**.

Chapra,C.S., dan Canale,R.P. 2010. **Numerical Methods for engineer 6th Edition**. McGraw-Hill Higher Education.

______. 2015. Training Manual *Cycle Tempo Version Release 5*. **Delft University of Technology.**

RIWAYAT PENULIS

SYUKRON MASRURI, lahir pada tanggal 13 April 1989 di kota Pemalang. Setelah menempuh pendidikan formal di SDN Tanjungsari 04, SLTPN 4 Pemalang dan SMA Negeri 1 Pemalang, penulis melanjutkan pendidikan tinggi di D3 Teknik Mesin STT PLN Jakarta pada tahun 2008 dan dilanjutkan dengan mengambil Program Lintas Jalur S1 Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2013. Pada akhir masa pendidikannya, penulis memilih untuk mengerjakan tugas akhir pada bidang Konversi Energi. Dibawah bimbingan Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., penulis mengambil topic tentang pembangkit tenaga listrik mengenai performa dari pembangkit listrik tenaga gas dan uap.

Dengan semangat dan motivasi yang sangat tinggi untuk terus belajar dan berusaha, penulis akhirnya mampu menyelesaikan penulisan tugas akhir ini serta menyelesaikan pendidikan S1 Teknik Mesin FTI-ITS yang berjalan parallel dengan kesibukannya sebagai salah satu karyawan PT PLN (Persero).

Data Pribadi Penulis :

Nama	:	Syukron Masruri
Alamat	:	Jalan Arwana V, no.369, Sugihwaras, Pemalang
HP	:	085649610643
Email	:	syukron.masruri@gmail.com