



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM 091585

**PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA
UAP *SUPERCRITICAL* PADA PERANGKAT
LUNAK CYCLE-TEMPO DENGAN ANALISA
VARIASI BEBAN**

LATHIFUL ILMAN RAUFI
NRP 2112 100 108

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

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM 091585

**MODELING OF SUPERCRITICAL STEAM
POWER PLANT USING CYCLE - TEMPO WITH
ANALYSIS OF LOADS VARIATION**

**LATHIFUL ILMAN RAUFI
NRP 2112 100 108**

**Academic Advisor :
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M Eng. Sc.**

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

**PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP
SUPERCRITICAL PADA PERANGKAT LUNAK CYCLE-
TEMPO DENGAN ANALISA VARIASI BEBAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk 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 :

LATHIFUL ILMAN RAUFI
NRP. 2112 100 108

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. ATOK SETIAWAN, M.Eng.Sc.....(Pembimbing)
(NIP. 196604021989031002)
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT.....(Penguji I)
(NIP.197104051997021001)
3. Ary Bachtiar Khrisna P., ST, MT, Ph.D.....(Penguji II)
(NIP. 197105241997021001)
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.....(Penguji III)
(NIP. 197301161997021001)

SURABAYA
JULI, 2016

PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP *SUPERCritical* PADA PERANGKAT LUNAK *CYCLE-TEMPO* DENGAN ANALISA VARIASI BEBAN

Nama : Lathiful Ilman Raufi
NRP : 2112100108
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Energi listrik sebagai kebutuhan pokok di Indonesia dapat dipenuhi dengan adanya pembangkit listrik. Pembangkit listrik di Indonesia sebagian besar memanfaatkan tenaga uap dengan bahan bakar batubara (PLTU). Sebagian besar PLTU di Indonesia masih berteknologi *sub-critical* dimana efisiensi pembangkit rata-rata berkisar 30%-40%. Untuk mendapatkan performa dan efisiensi lebih tinggi maka perlu adanya studi untuk mengembangkan teknologi pembangkit listrik baru, salah satunya pembangkit listrik tenaga uap *supercritical*. Pembangkit *supercritical* adalah pembangkit dengan tingkat keadaan *steam* diatas titik kritis atau diatas suhu 374°C dan 221 bar. Di Indonesia sudah ada beberapa pembangkit dengan teknologi *supercritical* salah satunya adalah pembangkit listrik tenaga uap Unit 3 Paiton Energy. Paiton unit 3 dapat menghasilkan daya keluaran bersih sebesar 815 MW pada pembebanan 100% dengan efisiensi yang mampu dicapai sebesar 43%.

Penelitian ini bertujuan untuk membuat pemodelan dan simulasi pembangkit *supercritical* di tiap pembebanan. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo*. Pemodelan dan simulasi dilakukan berdasarkan data *heat balance diagram* pada Paiton Unit 3. Hasil simulasi dengan variasi pembebanan akan dibandingkan dengan data *heat balance* dan aktual operasi pembangkit.

Dari penelitian ini didapatkan bahwa Perbandingan hasil simulasi dengan data aktual dan *heat balance* menyatakan pemodelan siklus rankine pembangkit telah valid pada pembebanan 75%, 100% dan 105% dimana deviasi nilai efisiensi siklus, konsumsi bahan bakar dan *turbine cycle heat rate* yang terjadi berada dibawah 5%. Pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat deviasi yang cukup signifikan terhadap data aktual pada nilai efisiensi net siklus sebesar 22% dan 25.4% pada efisiensi gross siklus sebesar 25.3% dan 28.3%, pada konsumsi bahan bakar sebesar 7.4% dan 8.5%, pada nilai *nett turbine cycle heat rate* sebesar 18% dan 20.3% dan pada nilai *gross turbine cycle heat rate* sebesar 20.2% dan 22.1%. Pemodelan pembangkit dengan memasukkan komponen boiler valid pada pembebanan 75%, 100% dan 105% terhadap data *heat balance* dan aktual operasi dimana deviasi nilai efisiensi plant *plant heat rate* ditiap pembebanan masih dibawah 5%. Pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat deviasi yang cukup signifikan terhadap data aktual pada nilai efisiensi net plant sebesar 7.8% dan 9.1%, pada nilai efisiensi gross plant sebesar 12% dan 12.9%, pada *nett palnt heat rate* sebesar 8.3% dan 9.4% dan pada *gross plant heat rate* sebesar 10.7% dan 11.4%. Perbedaan yang signifikan pada pembebanan 35% dan 50% ini disebabkan adanya sejumlah *mass flow steam* yang dicerat untuk menghasilkan pembebanan rendah pada data aktual operasi pembangkit.

Kata kunci: PLTU, *supercritical*, efisiensi, *heat rate*, Cycle-Tempo.

MODELING OF SUPERCRITICAL STEAM POWER PLANT USING CYCLE - TEMPO WITH ANALYSIS OF LOADS VARIATION

Name : Lathiful Ilman Raufi
NRP : 2112100108
Department : Mechanical Engineer
Advisor Lecturer : Dr. Ir Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRACT

Electrical energy as a basic requirement in Indonesia can be satisfied with their electricity power plant. The power plant in Indonesia mostly utilizes steam power with coal fuel (coal fired steam power plant). Most of the steam power plant in Indonesia still using sub-critical technology which the average generation efficiency ranges from 30% to 40%. To obtain higher performance and efficiency it is necessary to study to develop new power generation technologies, one of them is supercritical steam power plant technology. Supercritical steam power plants are power plants with steam above the state level or above the critical point temperature of 374°C and pressure of 221 bars. In Indonesia, there have been several power plants with supercritical technology one of which is a steam power plant unit 3 Paiton Energy. Paiton 3 can produce a net output power of 815 MW at 100% loads. The resulting efficiency of Paiton 3 is 43%.

This research aims to make the modeling and simulation of supercritical steam power plants in each load operation. Simulations were done using software Cycle-Tempo. Modeling and simulation are done by the heat balance diagrams data from Paiton Unit 3. The results of the simulation by varying loads operation will be compared with the data of heat balance and actual plant operations.

From this study found that the comparison of the simulation results with actual data and heat balance stated

modeling Rankine cycle power plants have been valid in the load of 75%, 100% and 105% which the deviation value cycle efficiency, fuel consumption and turbine cycle heat rate happens are be below 5%. On the 35% and 50% load, deviations significantly to the actual data for the efficiency net cycle of 22% and 25.4% for the efficiency gross cycle amounted to 25.3% and 28.3%, the fuel consumption by 7.4% and 8.5%, deviation value of nett turbine cycle heat rate of 18% and 20.3% and the deviation value of gross turbine cycle heat rate amounted to 20.2% and 22.1%. Modeling plant by entering boiler components valid on load 75%, 100% and 105% of the heat balance data and actual operations where the deviation value of plant efficiency and plant heat rate in each load is still below 5%. On 35% and 50% load deviations significantly to the actual data of the efficiency net plant amounted to 7.8% and 9.1%, the deviation value of the efficiency gross plant by 12% and 12.9%, on nett plant heat rate amounted to 8.3% and 9.4 % and the deviation of gross plant heat rate amounted to 10.7% and 11.4%. This is due to the 35% and 50% loads there are a number of mass flow of steam to that spouted to produce low power.

Keywords: steam power plant, supercritical, efficiency, heat rate, Cycle-Tempo.

KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmanirrahim,
Assalamu'alaikum Wr. Wb.*

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, atas limpahan kasih sayang dan petunjuk-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang disusun sebagai persyaratan kelulusan Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung dari segi moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir kali ini, antara lain:

- Bapak dan ibu, Erdi Wasito dan Rofikah Mita Suryani atas doa, motivasi dan nasihatnya untuk tetap bekerja keras,
- Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan waktu, tenaga, pikiran dan *gemblengan* nya selama 6 bulan penyusunan tugas akhir,
- Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. selaku dosen penguji sekaligus mantan dosen pembimbing atas kesediannya meluangkan waktu dan pikiran untuk berdiskusi dan memberikan ilmu,
- Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. dan bapak Ary Bachtiar, ST. MT. PhD. selaku dosen penguji atas saran dan ilmunya untuk penyempurnaan tugas akhir ini,
- Bapak Didik Purwo selaku pembimbing magang tugas akhir dan kerja praktik di PT. IPMOMI Paiton Unit 3 atas kesabaran dan ilmu yang sudah diberikan,
- Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak bantuan dalam proses perkuliahan penulis, baik akademis maupun non akademis,

- Ilham, Doni, Hery, Fitroh, Ardian dan Havi selaku mahasiswa bimbingan tugas akhir bapak Atok Setiyawan, atas koordinasi dan kerja sama tim selama 6 bulan penyusunan tugas akhir,
- Tomi, Tria dan Iza selaku tim kerja praktik di PT IPMOMI Paiton Unit 3,
- Aldi, Pocong, Achsan, Radit, Aqfha dan juga teman-teman lab. Termodinamika dan Perpindahan Panas lainnya atas kerja sama selama menjadi warga lab.,
- Teman-Teman M55, kontrakan Bhaskara, Himpunan Mahasiswa Mesin Periode 2014/2015 dan teman-teman mentoring atas motivasi selama perkuliahan,
- Semua pihak yang tidak mungkin penulis sebutkan satu persatu yang telah banyak memberikan bantuan sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir kali ini, oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan

Wassalamu'alaikum Wr. Wb.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
PAGE OF TITLE	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)	5
2.2 Siklus Rankine	6
2.2.1 Siklus Rankine Pemanasan Ulang	7
2.2.2 Siklus Rankine Regeneratif.....	9
2.2.3 Siklus Rankine <i>Supercritical</i>	12
2.3 Komponen Utama PLTU	13
2.3.1 Boiler	13
2.3.2 Turbin.....	16
2.3.3 Kondensor	18
2.3.4 Pompa	19
2.3.5 <i>Feed Water Heater</i>	21
2.4 Perhitungan Pembangkit	24
2.4.1 Perhitungan Efisiensi	24
2.4.1 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar	25
2.4.2 Perhitungan <i>Heat rate</i>	26
2.5 Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	27
2.6 Penelitian Terdahulu	30

2.6.1 Anooj G. Sheth (2012)	30
2.6.2 Witold Elsner dkk (2015)	31
2.6.3 Sairam Adibhatla (2014)	33
BAB III METODOLOGI	
3.1 Flowchart Penelitian.....	35
3.2 Penjelasan Flowchart Penelitian.....	37
3.2.1 Identifikasi Masalah	37
3.2.2 Pengambilan Data dan Analisis	37
3.2.3 Tahap Simulasi.....	37
3.2.4 Tahap Validasi	39
3.2.5 Tahap Pengambilan Kesimpulan.....	39
3.3 Flowchart Perhitungan	39
3.4 Penjelasan Flowchart Perhitungan	41
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Data Pemodelan Pembangkit.....	43
4.2 Pemodelan Pembangkit pada Perangkat Lunak Cycle-Tempo.....	45
4.3 Perbandingan dan Validasi Pemodelan Berdasarkan Data Diagram <i>Heat Balance</i> dan Data Operasi.....	47
4.4 Analisa Hasil Simulasi Pemodelan pada Setiap Pembebanan Operasi	48
4.4.1 Analisa Tekanan Operasi disetiap Pembebanan	55
4.4.2 Analisa Efisiensi Siklus Pembangkit	57
4.4.3 Analisa <i>Turbine Cycle Heat Rate</i>	60
4.4.4 Analisa Konsumsi Bahan Bakar.....	62
4.5 Analisa <i>Pemodelan Pembangkit dengan Memasukkan Komponen Utama Boiler</i>	64
4.5.1 Analisa Efisiensi Plant Pembangkit	64
4.5.2 Analisa <i>Plant Heat Rate</i> Pembangkit.....	68
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran.....	74

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Grafik T-s Pembangkit <i>Supercritical</i>	1
Gambar 1.2 Pembangkit Unit 3 Paiton <i>Energy</i>	3
Gambar 2.1 Skema dan Grafik T-s Siklus Rankine Sederhana..	6
Gambar 2.2 Skema dan Grafik T-s Siklus Rankine Pemanasan Ulang	8
Gambar 2.3 Feed Water Heater	9
Gambar 2.4 Skema Siklus Rankine Regeneratif dengan <i>Open FWH</i>	10
Gambar 2.5 Grafik T-s Siklus Rankine Regeneratif dengan <i>Close FWH</i>	11
Gambar 2.6 Grafik T-s Pembangkit <i>Supercritical</i>	12
Gambar 2.7 Boiler <i>Supercritical</i>	14
Gambar 2.8 Skema Volume Atur pada Boiler.....	15
Gambar 2.9 <i>Multi-stage Steam Turbine</i>	16
Gambar 2.10 Skema Volume Atur Turbin	17
Gambar 2.11 Kondensor.....	18
Gambar 2.12 Skema Volume Atur Kondensor.....	18
Gambar 2.13 Skema Volume Atur Pompa	21
Gambar 2.14 <i>Deaerator</i>	22
Gambar 2.15 <i>Feed Water Heater</i>	23
Gambar 2.16 Skema Volume Atur <i>Open Feedwater Heater</i> ...	23
Gambar 2.17 Skema Volume Atur <i>Closed Feedwater Heater</i> .	24
Gambar 2.18 Input Data pada <i>Cycle-Tempo</i>	27
Gambar 2.19 Contoh Pemodelan pada <i>Cycle-Tempo</i>	28
Gambar 2.20 Sistem Matriks pada <i>Cycle-Tempo</i>	28
Gambar 2.21 Grafik Efisiensi dan Power Output vs. Pembebanan	31
Gambar 2.22 Grafik <i>Heat Rate</i> dan Energi Panas Komponen vs. Pembebanan	32
Gambar 2.23 Grafik Perbedaan Laju Penghancuran Exergi tiap Pembebanan Operasi Tekanan Konstan dan Tekanan Bertingkat	33

Gambar 2.24 Grafik Perbedaan Konsumsi Daya <i>Boiler Feed Pump</i> tiap Pembebanan Operasi Tekanan Konstan dan Tekanan Bertingkat	34
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	25
Gambar 3.2 <i>Heat Balance</i> PLTU Paiton Unit 3	38
Gambar 3.3 Pemodelan PLTU Paiton Unit 3 pada <i>Cycle-Tempo</i>	38
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan	39
Gambar 4.1 Skema PLTU Paiton Unit 3 815 MW	45
Gambar 4.2 Pemodelan Skema PLTU Paiton Unit 3 815 MW pada Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	46
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Mass Flow Steam di tiap pembebanan dari Simulasi, <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi.....	51
Gambar 4.4 Grafik Tekanan Operasi Terhadap Daya Net Output	55
Gambar 4.5 Grafik Efisiensi Siklus Pembangkit terhadap Daya Net Output	57
Gambar 4.6 Grafik <i>Turbine Cycle Heat Rate</i> Pembangkit terhadap Daya Net Output	60
Gambar 4.7 Grafik Konsumsi Bahan Bakar	45
Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Plant Hasil Simulasi dan Efisiensi Plant <i>Heat Balance</i> terhadap Daya Net Output	65
Gambar 4.9 Grafik Efisiensi Plant Hasil Simulasi dan Data Aktual terhadap Daya Net Output	67
Gambar 4.10 Grafik <i>Plant Heat Rate</i> Hasil Simulasi dan <i>Heat Balance</i> terhadap Daya Net Output	68
Gambar 4.11 Grafik <i>Plant Heat Rate</i> Hasil Simulasi dan Data Aktual terhadap Daya Net Output	70

DAFTAR TABEL

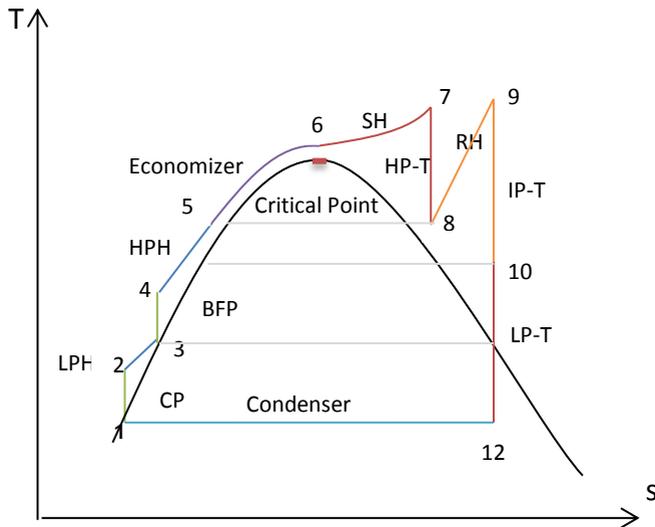
Tabel 1.1 Perbandingan Efisiensi Beberapa Jenis Pembangkit oleh Bur, 1999	2
Tabel 2.1 Hasil Simulasi Pembangkit <i>Supercritical</i> pada Gate-Cycle.....	31
Tabel 4.1 Data Desain Pembebanan Pembangkit.....	43
Table 4.2 Data Komponen Pembangkit pada Diagram <i>Heat Balance</i>	43
Tabel 4.3 Validasi Pemodelan Cycle-Tempo terhadap Data Desain dan Aktual Operasi (beban 100%)	48
Tabel 4.4 Hasil Simulasi Cycle-Tempo dengan Variasi Pembebanan Mengikuti Data <i>Heat Balance</i>	49
Tabel 4.5 Perbedaan Daya Net Output Hasil Awal Simulasi, <i>Heat Balance</i> dan Aktual Pembangkit ditiap Pembebanan	49
Tabel 4.6 Perbandingan Hasil Awal Simulasi dan Data Aktual Operasi.....	50
Tabel 4.7 Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar, Nilai Kalor dan Efisiensi Boiler dari Hasil Simulasi dan Data Aktual Pembangkit.....	52
Tabel 4.8 Hasil Simulasi pada Pembebanan Rendah Berdasarkan Daya Output <i>Heat Balance</i> dan Aktual	53
Tabel 4.9 Perbandingan Tekanan Operasi ditiap Pembebanan	56
Tabel 4.10 Efisiensi Siklus, Konsumsi Bahan Bakar <i>Heat Rate</i> disetiap pembebanan dari Hasil Simulasi, <i>Heat Balance</i> dan Data Operasi.....	58
Tabel 4.11 Efisiensi turbin disetiap pembebanan.....	58
Tabel 4.12 Perbandingan Hasil Perhitungan Efisiensi Nett Siklus pada Diagram <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi dengan Hasil Simulasi.....	59
Tabel 4.13 Perbandingan Hasil Perhitungan Efisiensi Gross Siklus pada Diagram <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi dengan Hasil Simulasi.....	59

Tabel 4.14 Perbandingan Hasil Perhitungan <i>Nett Turbine Cycle Heat Rate</i> pada Diagram <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi.....	61
Tabel 4.15 Perbandingan Hasil Perhitungan <i>Gross Turbine Cycle Heat Rate</i> pada Diagram <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi.....	62
Tabel 4.16 Perbandinga Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar <i>Heat Balance</i> dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi.....	63
Tabel 4.17 Efisiensi Plant Pembangkit Hasil Simulasi dan Perhitungan Data <i>Heat Balance</i>	66
Tabel 4.18 Efisiensi Pembangkit Hasil Simulasi dan Perhitungan Data Aktual Operasi.....	67
Tabel 4.19 Perbandingan <i>Plant Heat Rate</i> Hasil Simualasi dan Data <i>Heat Balance</i>	69
Tabel 4.20 Perbandingan <i>Plant Heat Rate</i> Hasil Simualasi dan Data Aktual Operasi	70

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Semakin berkembangnya pertumbuhan penduduk dan teknologi menjadikan energi listrik sebagai kebutuhan pokok di Indonesia. Kebutuhan pokok ini dapat dipenuhi dengan adanya pembangkit listrik. Pembangkit listrik di Indonesia sebagian besar memanfaatkan tenaga uap dengan bahan bakar batubara (PLTU). Sebagian besar PLTU di Indonesia masih berteknologi *sub-critical* dengan efisiensi pembangkit rata-rata berkisar 30%-40%. Untuk mendapatkan performa dan efisiensi lebih baik, maka perlu adanya studi untuk mengembangkan teknologi pembangkit listrik baru, salah satunya pembangkit listrik tenaga uap *supercritical*.



Gambar 1.1 *T-s Diagram Pembangkit Listrik Tenaga Uap Supercritical*

Pembangkit *supercritical* adalah pembangkit yang dapat memproduksi uap dalam tingkat keadaan diatas titik kritis atau diatas suhu 374°C dan 221 bar. Keadaan ini menyebabkan proses produksi uap pada pembangkit *supercritical* tidak melalui kubah *mixture*. Dalam kondisi ini fluida kerja yang di pompa oleh *boiler feed pump* akan berubah sepenuhnya menjadi uap. Berbeda dengan pembangkit *sub-critical* yang masih membutuhkan proses pemanasan ulang pada *boiler* sehingga kapasitas uap yang dihasilkan pembangkit *supercritical* akan lebih banyak.

Tabel 1.1 *Perbandingan efisiensi beberapa jenis pembangkit oleh Burr, 1999*

Jenis Pembangkit	Kapasitas (MW)	Thermal Efisiensi (%)
PLTU Batubara (<i>Ultra/Supercritical</i>)	400 – 600	40 – 45
PLTU Batubara (<i>Subcritical</i>)	200 – 800	30 – 40
PLTG	50 – 100	22 – 28
PLTGU	300 – 600	36 – 50
PLTD	1 - 30	27 - 30

Di Indonesia sudah ada beberapa pembangkit dengan teknologi *supercritical* salah satunya adalah pembangkit listrik tenaga uap Paiton unit 3. PLTU Paiton unit 3 dapat menghasilkan daya keluaran bersih sebesar 815 MW pada pembebanan 100%. Efisiensi yang dihasilkan PLTU Paiton unit 3 adalah sebesar 43%.

Dalam mengembangkan teknologi pembangkit perlu dilakukan pemodelan dan simulasi terlebih dahulu. Simulasi dapat dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak, salah satunya adalah *Cycle-Tempo*. Pemodelan dan simulasi dilakukan berdasarkan data dari *heat balance diagram* pada Paiton Unit 3. Hasil dari simulasi akan divalidasi menurut keadaan desain operasi pada PLTU Paiton unit 3.



Gambar 1.2 PLTU Paiton Unit 3

1.2. Rumusan Masalah

Pemodelan dan simulasi perlu dilakukan dalam perancangan sebuah pembangkit. Pemodelan dan simulasi dilakukan untuk mendapatkan konfigurasi dan performa optimal pada setiap pembebanan yang beroperasi. Hasil dari pemodelan dan simulasi berupa efisiensi pembangkit, *heat rate* dan konsumsi bahan bakar. Hasil akan divalidasi dengan kondisi aktual sehingga mendapatkan pemodelan yang akurat.

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisis berdasarkan data PLTU Paiton Unit 3.
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*).
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan..
4. Fluida kerja yang digunakan adalah air.
5. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo 5.0*.
6. Penelitian ini tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi dan manufaktur

1.4. Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas maka tujuan penelitian ini adalah:

1. Membuat pemodelan pembangkit listrik *supercritical* dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo*.
2. Mengetahui perbandingan *properties* termal komponen, efisiensi, *heat rate* dan konsumsi bahan bakar tiap tingkat pembebanan pembangkit *supercritical*.
3. Mengetahui perbandingan hasil pemodelan dan simulasi *Cycle-Tempo* dengan keadaan aktual pada PLTU Paiton Unit 3.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan pemodelan pembangkit listrik *supercritical*.
2. Mengetahui karakteristik pembangkit listrik *supercritical* pada setiap pembebanan operasi.
3. Sebagai data pendukung untuk mengembangkan teknologi pembangkit listrik *supercritical*.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Batubara merupakan salah satu sumber energi fosil yang dimanfaatkan sejak zaman dahulu. Perkembangan penggunaan batubara sebagai sumber energi terus mengalami perkembangan sesuai dengan perkembangan teknologi. Salah satu manfaat batubara adalah sebagai bahan bakar pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) untuk memenuhi kebutuhan listrik di Indonesia. Secara umum batubara dibagi menjadi 2 macam yaitu pembagian secara ilmiah berdasarkan tingkat kandungan karbon dan berdasarkan tujuan penggunaan. Berdasarkan tingkat kandungan karbon dibagi menjadi batubara muda (*brown coal* atau *lignite*), subbituminus, bituminus dan antrasit. Berdasarkan tujuan terbagi menjadi batubara uap (*steam coal*), batubara kokas (*coking coal/metallurgical coal*) dan antrasit. Metode pembakaran pada PLTU dibagi atas 3 jenis yaitu:

1. Pembakaran Lapisan Tetap (*fixed bed combustion*)

Metode ini menggunakan *stoker boiler* untuk proses pembakaran. Bahan bakarnya adalah batubara dengan kadar abu yang tidak terlalu rendah dan ukuran sekitar 30 mm. Batubara dibakar di atas lapisan abu tebal yang terbentuk di atas kisi api (*travelling fire grate*) pada *stoker boiler*.

2. Pembakaran Batubara Serbuk (*pulverized coal combustion/PCC*)

Metode ini banyak dipakai pada PLTU yang berkapasitas besar, hal ini karena sistem PCC memiliki tingkat kehandalan yang tinggi. Pada PCC, batubara dihancurkan terlebih dahulu dengan menggunakan *coal pulverizer (coal mill)* sampai ukuran 200 mesh, kemudian disemprotkan ke boiler bersamaan dengan udara pembakaran. Pembakaran metode ini sensitif terhadap kualitas batubara, terutama sifat ketergerusan (*grindability*) di atas 40, sifat slagging, sifat fauling dan kadar air kurang dari 30%. Pembakaran dengan metode PCC ini akan menghasilkan abu

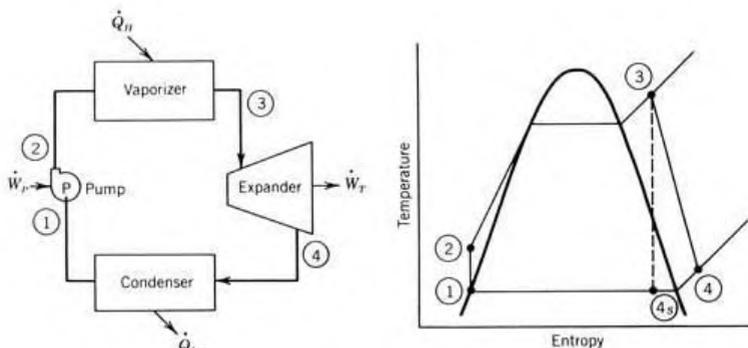
yang terdiri dari *clinker ash* sebanyak 15% dan sisanya berupa *fly ash*.

3. Pembakaran Lapisan Mengambang (*fluidized bed combustion/FBC*)

Metode ini menggunakan prinsip fluidisasi, dimana batubara yang telah dihancurkan sampai dengan ukuran 25 mm difluidisasi dengan melewati udara dengan kecepatan tertentu dari bagian bawah boiler. Keunggulan dari metode ini adalah pembakaran lebih sempurna karena posisi batubara yang selalu berubah sehingga sirkulasi udara dapat berjalan baik dan mencukupi untuk proses pembakara. Alat penghacur batubara yang digunakan tidak terlalu rumit, serta ukuran boiler dapat diperkecil dan dibuat kompak. Berdasarkan mekanisme kerja, metode FBC terbagi 2 yaitu *Bubling FBC* yang merupakan prinsip dasar FBC dan *Circulating FBC* (CFBC) merupakan pengembangannya.

2.2 Siklus Rankine

Siklus Rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah panas pada fluida bertekanan menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida yang bergerak. Siklus ini dinamai untuk mengenang ilmuwan Skotlandia, William John Maquorn Rankine.



Gambar 2.1 skema dan grafik T-s siklus rankine sederhana

4 proses yang terjadi pada siklus Rankine :

- Proses 1: Fluida dipompa dari bertekanan rendah ke tekanan tinggi dalam bentuk cair. Proses ini membutuhkan sedikit input energi.
- Proses 2: Fluida cair bertekanan tinggi masuk ke boiler di mana fluida dipanaskan hingga menjadi uap pada tekanan konstan menjadi uap jenuh.
- Proses 3: Uap jenuh bergerak menuju turbin, menghasilkan energi listrik. Hal ini mengurangi temperatur dan tekanan uap, dan mungkin sedikit kondensasi juga terjadi.
- Proses 4: Uap basah memasuki kondensator di mana uap diembunkan dalam tekanan dan temperatur tetap hingga menjadi cairan jenuh.

Dalam siklus Rankine ideal, pompa dan turbin adalah isentropik, yang berarti pompa dan turbin tidak menghasilkan entropi dan memaksimalkan output kerja. Dalam siklus Rankine yang sebenarnya, kompresi oleh pompa dan ekspansi dalam turbin tidak isentropik. Dengan kata lain, proses ini tidak bolak-balik dan entropi meningkat selama proses. Hal ini meningkatkan tenaga yang dibutuhkan oleh pompa dan mengurangi energi yang dihasilkan oleh turbin.

Secara khusus, efisiensi turbin akan dibatasi oleh terbentuknya titik-titik air selama ekspansi ke turbin akibat kondensasi. Titik-titik air ini menabrak sudu turbin, menyebabkan erosi dan korosi, mengurangi usia turbin dan efisiensi turbin. Cara termudah dalam menangani hal ini adalah dengan memanaskannya pada temperatur yang sangat tinggi. Efisiensi termodinamika bisa didapatkan dengan meningkatkan temperatur input dari siklus. Terdapat beberapa cara dalam meningkatkan efisiensi siklus Rankine.

2.2.1 Siklus Rankine Pemanasan Ulang

Syarat utama siklus Rankine pemanasan ulang adalah dengan menggunakan dua atau lebih turbin uap (*High Pressure* dan *Low Pressure*) yang keduanya berada pada satu poros. Uap air yang keluar dari turbin *High Pressure* masuk kembali ke *boiler* untuk

dipanaskan kembali menjadi uap superheat. Setelah itu uap air tersebut kembali masuk ke turbin uap *Low Pressure*. Dari turbin kedua ini uap air masuk ke *kondensor*. PLTU modern sudah banyak menggunakan tiga atau bahkan 4 turbin uap, yaitu *High Pressure Turbine*, *Intermediate Pressure Turbine*, dan *Low Pressure Turbine*. Uap air *reheater* masuk kembali ke turbin *intermediate pressure*, selanjutnya tanpa mengalami *reheater* lagi uap air yang keluar dari *intermediate pressure turbine* masuk ke *low pressure turbine*.

Dari modifikasi ini dapat kita tambahkan dalam hitungan efisiensi termal siklus energi panas masuk pada saat *reheater* ($Q_{in\ reheater}$) serta output kerja pada turbin *low pressure* ($W_{LPT\ out}$). Sehingga nilai kalor total yang masuk ke fluida kerja adalah:

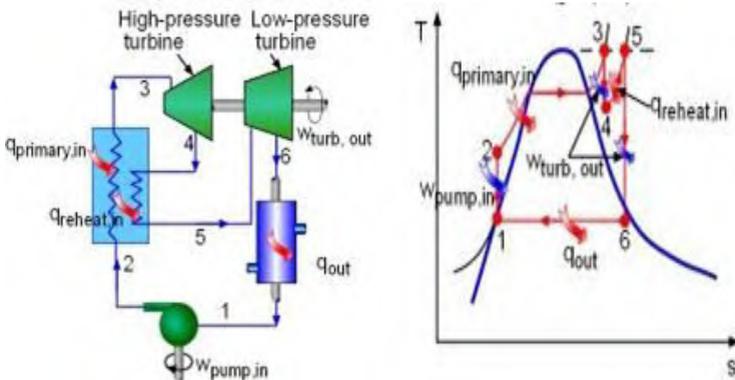
$$Q_{total} = Q_{in\ boiler} + Q_{in\ reheater} \dots\dots\dots$$

$$Q_{total} = m(h_3 - h_1) + m(h_5 - h_4) \dots\dots\dots$$

Sedangkan nilai kerja output keluar total adalah:

$$W_{out\ total} = W_{HPT\ out} + W_{LPT\ out} \dots\dots\dots$$

$$W_{out\ total} = m(h_3 - h_4) + m(h_6 - h_5) \dots\dots\dots$$



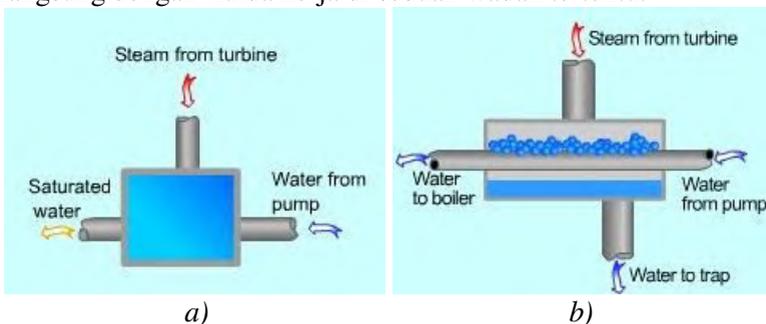
Gambar 2.2 Skema dan Grafik T-s Siklus Rankine Pemanasan Ulang

Penambahan penggunaan satu tahap *reheat* akan meningkatkan efisiensi termal siklus Rankine sebesar 3-4%, penambahan dua tahap *reheater* menaikkan efisiensi sebesar 1,5-2%, penambahan tiga tahap *reheater* menaikkan efisiensi sebesar 0,75-1%, dan begitu seterusnya. Akan tetapi umumnya hanya dipergunakan satu tahap *reheater* saja.

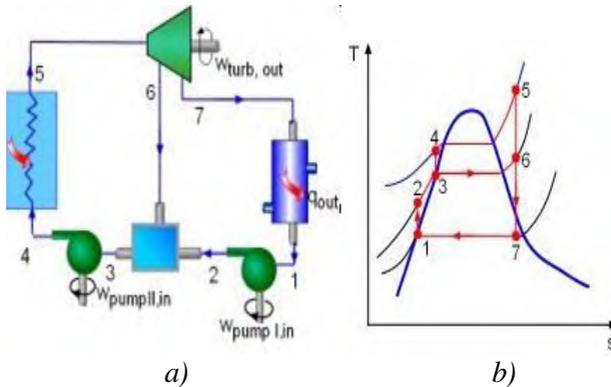
2.2.2 Siklus Rankine Regeneratif

Peningkatan efisiensi siklus Rankine dapat pula dengan menggunakan preheater atau pemanasan awal dari fluida kerja sebelum ia masuk ke *boiler*. Cara ini disebut dengan *Regenerative Rankine Cycle*. Sumber panas yang digunakan untuk preheater berasal dari uap air yang diambil dari turbine uap pada *stage* tertentu (*Extraction Steam*). Uap panas ini dialirkan melewati pipa menuju ke *heat exchanger* dan bertemu dengan air kondensat atau *feed water*. Air kondensat yang keluar dari *kondensor* dipompa oleh pompa ekstraksi kondensat menuju *heat exchanger* tersebut.

Ada dua macam proses perpindahan panas yang terjadi yang masing-masing menggunakan *heat exchanger* yang berbeda pula. Proses yang pertama bertipe *Open Feed Water Heater* atau bersifat terbuka. Perpindahan panas yang terjadi secara konveksi. *Extraction steam* akan bertemu dan bercampur langsung dengan fluida kerja di sebuah wadah tertentu.



Gambar 2.3 *Feed Water Heater* a) *Open FWH* b) *Close FWH*



Gambar 2.4 Siklus Rankine Regeneratif dengan Open FWH
 a) Skema Siklus b) Diagram T-s

Kelemahan sistem ini adalah tidak dapat digunakan apabila antara *extraction steam* dengan fluida kerja terdapat perbedaan tekanan yang terlalu besar, tetapi memiliki kelebihan dalam sisi ekonomis dan perpindahan panas yang maksimal karena kedua media bertemu secara langsung.

Seperti pada Gambar 2.4, massa aliran fluida pada setiap komponen menjadi berbeda karena adanya *extraction steam*. Apabila 1 kg uap air masuk ke turbin, dan y kg menjadi *extraction steam*, dan $(1-y)$ kg berlanjut menuju ke boiler, sehingga dapat dihitung kerja output dan kalor masuk sebagai berikut:

Jika

$$q = Q / m ; \dots\dots\dots$$

maka:

Heat Input:

$$q_{in} = h_5 - h_4 \dots\dots\dots$$

Heat Output:

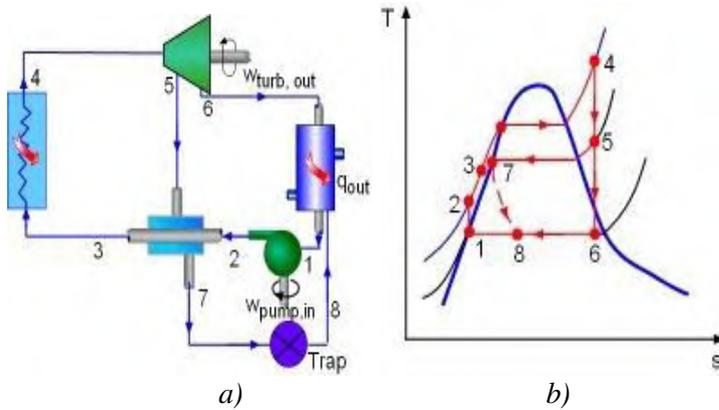
$$q_{out} = (1 - y)(h_1 - h_7) \dots\dots\dots$$

Work Output:

$$W_{turb, out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \dots\dots\dots$$

Work input:

$$W_{pump, in} = (1 - y)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) \dots\dots\dots$$



Gambar 2.5 Siklus Rankine Regeneratif dengan Close FWH
 a) Skema Siklus b) Diagram T-s

Tipe yang kedua adalah tipe tertutup (*Close Feed Water Heater*). Perpindahan panas yang terjadi secara konduksi dan konveksi uap air pada sisi *shell* dan fluida kerja di sisi pipa. Tipe ini dapat digunakan apabila kedua media dalam kondisi perbedaan tekanan yang besar. Namun kelemahannya adalah harga yang lebih mahal serta perpindahan panas yang lebih kecil karena kedua media tidak bertemu secara langsung.

Seperti pada Gambar 2.5, apabila 1 kg uap air masuk ke turbin, dan y kg menjadi *extraction steam*, dan (1-y) kg berlanjut menuju ke *boiler*, sehingga dapat dihitung kerja output dan kalor masuk sebagai berikut:

Heat Input:

$$q_{in} = h_4 - h_3 \dots\dots\dots$$

Heat Output:

$$q_{out} = (1 - y)(h_1 - h_6) + y(h_8 - h_1) \dots\dots\dots$$

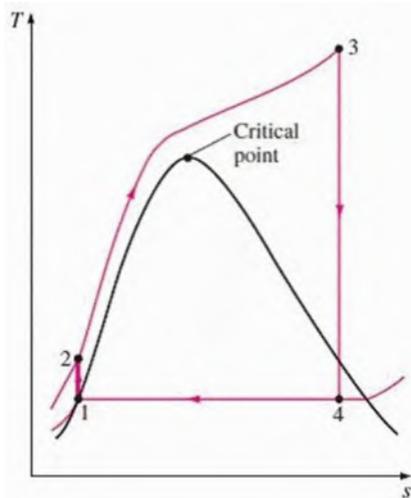
Work Output:

$$W_{turb, out} = (h_4 - h_5) + (1 - y)(h_5 - h_6) \dots\dots\dots$$

Work input:

$$W_{pump, in} = (h_2 - h_1) \dots\dots\dots$$

2.2.3 Siklus Rankine *Supercritical*



Gambar 2.6 Grafik *T-s* Pembangkit *Supercritical*

Siklus Rankine *Supercritical* adalah siklus Rankine dimana fluida yang bekerja berada pada kondisi superkritis yaitu kondisi dimana kombinasi suhu dan tekanan berada diatas titik kritis/*critical point* pada kubah *T-s*. Kondisi ini menjadikan uap super panas yang dihasilkan *boiler* berada dalam keadaan uap kering sepenuhnya. Setiap fluida memiliki titik kritis yang berbeda. Untuk fluida air berada pada tekanan 22.1 Mpa dan suhu 374°C.

Pompa yang digunakan harus mampu menghasilkan tekanan melebihi tekanan kritis fluida pada saat memasuki boiler. Boiler juga harus mampu memanaskan fluida diatas temperatur kritisnya. Dalam kondisi ini boiler tidak membutuhkan kerja dari *separator* dan *circulate pump* yang pada umumnya digunakan untuk memisahkan dan memanaskan ualng fluida kerja yang belum berubah menjadi uap. *Separator* dan *circulate pump* hanya digunakan pada saat proses *start-up* dimana uap yang dihasilkan masih berupa uap basah.

Proses produksi uap pada boiler superkritis lebih dikenal dengan istilah *once-through steam generator*. Dengan proses ini,

efisiensi dari kesuluhan pembangkit akan bertambah 3-4%. Hal ini disebabkan karena uap yang dihasilkan boiler akan lebih banyak dibandingkan proses sirkulasi ulang oleh boiler dengan *steam drum*. Pembangkit *supercritical* membutuhkan bahan bakar yang lebih sedikit untuk menghasilkan beban keluaran sama. Biaya operasional dan perawatan relatif sama. beberapa komponen superkritis memerlukan biaya lebih untuk pembeliannya akan tetapi dapat menurunkan biaya konsumsi bahan bakar.

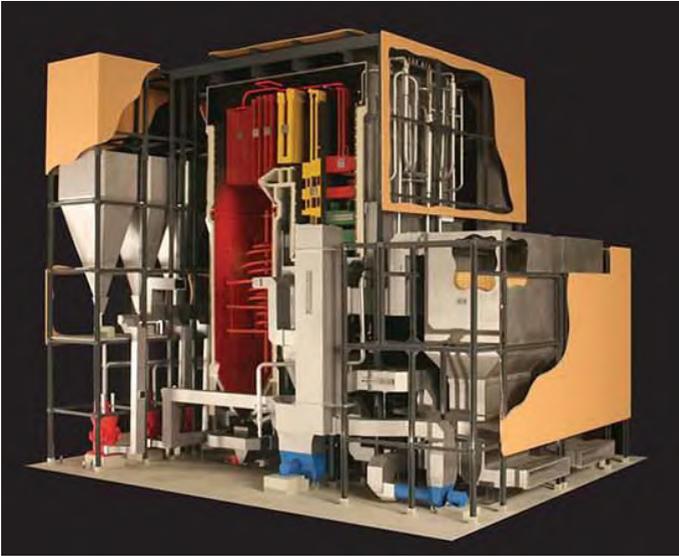
2.3 Komponen Utama PLTU

2.3.1 Boiler

Boiler adalah suatu perangkat pembangkit yang berfungsi untuk memanaskan dan mengubah Fluida kerja dalam fase cair bertekanan menjadi uap bertekanan dengan suhu tinggi. Boiler terbentuk dari pipa-pipa yang dialiri fluida kerja. Pipa-pipa yang tersusun membentuk ruang bakar dan menjadi tempat terjadinya pembakaran.

Proses produksi uap pada boiler superkritis terjadi dengan sekali pemansan. Proses penguapan terjadi pada *wall tube* yang kemudian akan dipanaskan lagi pada pipa *superheater* sebelum memutar turbin. Uap yang dihsilkan berada dalam keadaan kering ber suhu tinggi agar dapat mencegah adanya air yang menabrak sudu-sudu turbin.

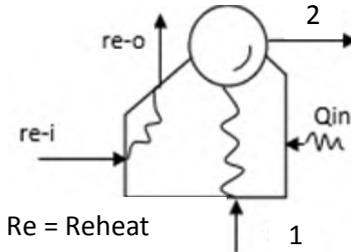
Boiler pada PLTU Paiton Unit 3 dapat menghasilkan 2695 kg/jam uap pada beban operasinya. Tekanan uap air pada bagian outlet *superheater* 245 bar dengan temperatur berkisar pada level 538°C. Boiler ditunjang oleh beberapa peralatan seperti ruang bakar, dinding pipa, *burner*, *fan group*, *coal ash handle system* dan *stacker* (cerobong). Paiton Unit 3 menggunakan boiler dengan tipe *vertical tube-single reheat* dimana uap yang digunakan memutar turbin bertekanan tinggi dipanaskan ulang melalui pipa *reheater* sebelum memasuki turbin bertekanan sedang.



Gambar 2.7 *Boiler Supercritical*

Komponen utama boiler yaitu:

1. *Economizer* yang berfungsi untuk memanaskan air berasal dari *High Pressure Heater*.
2. *Water wall* berfungsi menguapkan air..
3. *1ry, 2ry dan 3ry superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap air sehingga dihasilkan uap yang kering.
4. *1ry dan 2ry Reheater* yang berfungsi untuk memanaskan kembali uap kering bertekanan tinggi yang telah keluar dari turbin *high pressure*.
5. *Separator* berfungsi memisahkan fluida kerja yang masih dalam fase air sehingga dapat dipanaskan ulang.
6. *Circulate pump* berfungsi memompa air yang dipisahkan oleh *separator* kembali ke *water wall* untuk dipanaskan lagi.



Gambar 2.8 Skema Volume Atur pada Boiler

➤ Kestimbangan energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

Asumsi :

1. *Steady state*
2. ΔEK diabaikan
3. ΔEP diabaikan
4. $\dot{W}_{cv} = 0$

Maka :

➤ Kestimbangan massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_1 - \sum \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

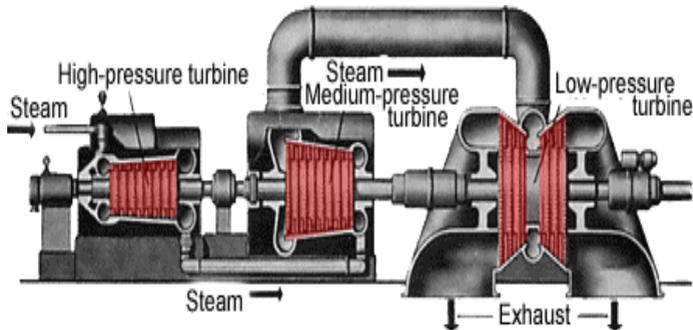
$$\dot{m}_{re-i} = \dot{m}_{re-o} = \dot{m}_{re}$$

➤ Kalor masuk boiler

Dengan menggunakan *volume* atur yang melingkupi tabung boiler dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 2 ke kondisi 1, kestimbangan laju *massa* dan energi menghasilkan

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

2.3.2 Turbin



Gambar 2.9 *Multi-stage Steam Turbine*

Turbin uap berfungsi untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir melalui *nozzle* pada turbin sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Poros turbin yang bergerak karena dorongan uap tersebut menghasilkan putaran (energi mekanik).

Turbin uap pada pembangkit *supercritical* beroperasi pada tekanan dan suhu di atas titik kritis uap yaitu di atas 221 bar dan 374 °C. Turbin uap pada pembangkit listrik *supercritical* beroperasi dengan kapasitas 600-1000 MW pada putaran 3000 rpm. Pada umumnya tingkatan turbin uap yang digunakan ada 3 macam yaitu:

1. Turbin tekanan rendah (*Low Pressure Turbine*)
2. Turbin tekanan sedang (*Intermediate Pressure Turbine*)
3. Turbin tekanan tinggi (*High Pressure Turbine*)

➤ Kestimbangan energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

Asumsi :

1. *Steady state*
2. ΔEK diabaikan
3. ΔEP diabaikan
4. $Q_{cv} = 0$

➤ Kesetimbangan massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_1 - \sum \dot{m}_2 \dots\dots\dots 0(1)$$

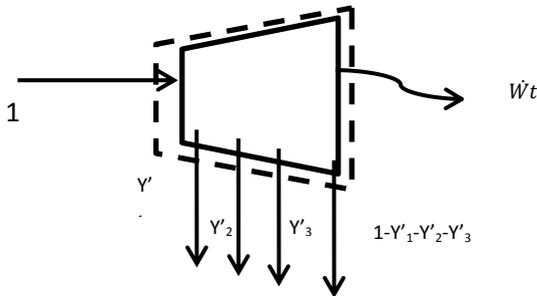
$$\dot{m}_1 = Y'_1 \cdot \dot{m}_1 + Y'_2 \cdot \dot{m}_1 + Y'_3 \cdot \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m} \dots\dots\dots$$

$$\dot{m}_1 = Y'_1 \cdot \dot{m}_1 + Y'_2 \cdot \dot{m}_1 + Y'_3 \cdot \dot{m}_1 + (1 - Y'_1 - Y'_2 - Y'_3) \dot{m}_1 = \dot{m} \dots\dots\dots$$

➤ Kesetimbangan energi

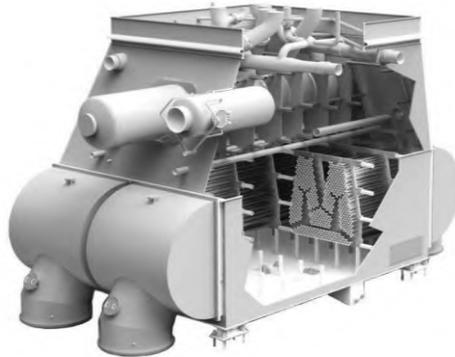
Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - (1 - Y'_1 - Y'_2 - Y'_3)h_2 - Y'_1 \cdot h_3 - Y'_2 \cdot h_4 - Y'_3 \cdot h_3 \dots\dots\dots$$



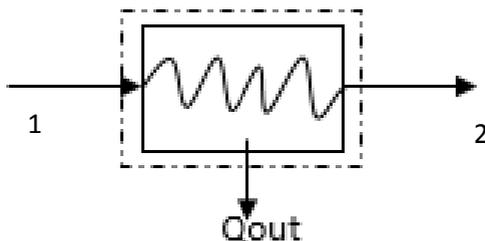
Gambar 2.10 Skema Volume Atur Turbin

2.3.3 Kondensor



Gambar 2.11 *Kondensor*

Kondensor berfungsi untuk mengubah uap keluaran dari turbin menjadi air. Selain berperan dalam kondensasi fluida kerja, kondensor juga berfungsi sebagai pendingin peralatan yang membutuhkan pendinginan. Proses perubahan kondensor dilakukan dengan cara mengalirkan uap ke dalam suatu ruangan yang berisi pipa-pipa. Uap mengalir di luar pipa-pipa sedangkan air sebagai pendingin mengalir melalui bagian dalam pipa. Air pendingin yang digunakan adalah air laut yang diambil dari *intake canal*.



Gambar 2.12 *Skema Volume Atur Kondensor*

➤ Kesetimbangan energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \overset{0(1)}{\dot{Q}_{out}} - \overset{0(4)}{\dot{W}_{cv}} + \overset{0(2)}{\dot{m}} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \overset{0(3)}{\dot{m}} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right) \dots\dots\dots$$

Asumsi :

1. *Steady state*
2. ΔEK diabaikan
3. ΔEP diabaikan
4. $\dot{W}_{cv} \approx 0$

Maka :

➤ Kesetimbangan massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \overset{0(1)}{\sum \dot{m}_1} - \sum \dot{m}_2 \dots\dots\dots$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \dots\dots\dots$$

➤ Kalor yang dilepas kondensor

$$\frac{\dot{Q}_{condensor}}{\dot{m}} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) \dots\dots\dots$$

$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}$ merupakan laju perpindahan energi dari fluida kerja ke air pendingin per unit massa fluida kerja yang melalui kondensor. Perpindahan energi ini bernilai positif ke arah luar sistem.

2.3.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan yang berfungsi untuk mengalirkan dan merubah tekanan pada fluida kerja pada pembangkit. Pompa pada pembangkit tenaga uap terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah *boiler feed pump*. *Boiler feed pump* menjadi bagian tidak terpisahkan dari sebuah pembangkit tenaga uap, dimana pompa ini memiliki fungsi untuk

mensuplai air dalam proses pembakaran di dalam boiler dan juga mengatur tekanan fluida kerja yang masuk boiler.

Pompa yang di gunakan di PLTU Paiton unit 3 yaitu :

1. *Condensate Pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke *deaerator*.
2. *Boiler Feed Pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke *boiler*.
3. *Booster pump* berfungsi menambah tekanan pada fluida setelah di pompa *boiler feed pump*.
4. *Circulate pump* berfungsi memompa fluida kerja yang masih dalam fase cair untuk dipanaskan kembali sampai sepenuhnya berubah menjadi uap

➤ Kestimbangan energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_p + \dot{m} \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right) \dots\dots\dots$$

Asumsi :

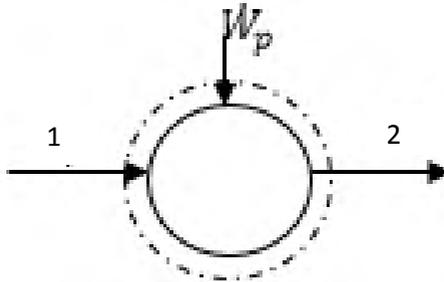
1. *Steady state*
2. ΔEK diabaikan
3. ΔEP diabaikan
4. pompa diisolasi

Maka :

➤ Kestimbangan massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_1 - \sum \dot{m}_2 \dots\dots\dots$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \dots\dots\dots$$



Gambar 2.13 *Skema Volume Atur Pompa*

➤ **Kerja pompa**

Dengan menggunakan *volume* atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots$$

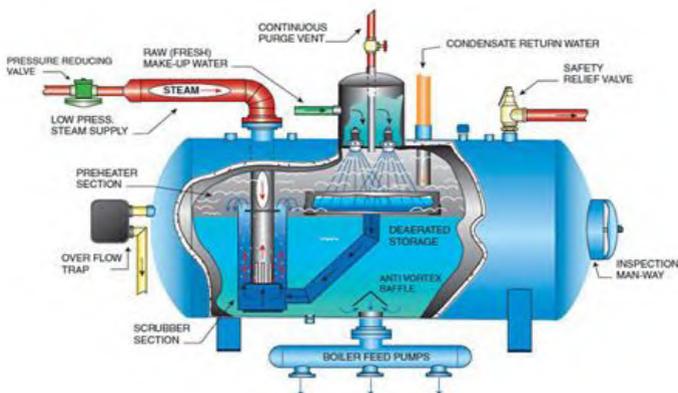
2.3.5 *Feedwater Heater*

Feedwater heater merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap regeneratif. *Feedwater heater* ini berfungsi untuk menaikkan suhu fluida kerja sebelum memasuki boiler. Hal ini bertujuan untuk menurunkan panas yang harus dicapai oleh boiler. Sehingga dengan bantuan *feedwater heater*, boiler hanya membutuhkan bahan bakar lebih sedikit untuk mencapai suhu yang sama apabila dibandingkan tanpa *feedwater heater*.

Prinsip kerja dari *feedwater heater* yaitu dengan memanaskan air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari turbin dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga *drain* dari *feedwater heater* lainnya. *Feedwater heater* ini menggunakan gabungan beberapa pemanas dengan tekanan tertentu sesuai dengan tekanan yang diceriat dari turbin. Jumlah yang optimal dan tipe yang baik dari *feedwater heater* sangat mempengaruhi kinerja siklus.

Feedwater heater terbagi dalam 2 jenis, yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*. *Open feedwater heater* dalam pembangkit ini adalah *deaerator* yang digunakan untuk menghilangkan kandungan oksigen yang terdapat pada air kondensat hasil proses *low pressure turbine*. Air kondensat dihilangkan kandungan oksigennya (udara) dengan semburan uap yang juga sekaligus memanaskan air yang ditampung pada tangki *deaerator*.

Jenis *feedwater heater* lainnya adalah *closed feedwater heater* dalam pembangkit ini adalah *low pressure heater* dan *high pressure heater*. *Low pressure heater* digunakan sebagai pemanasan awal pada air yang akan digunakan sebagai fluida kerja. Pada PLTU Paiton unit 3 terdapat 4 buah *Low Pressure Heater* dan 3 buah *High Pressure Heater*. Panas yang diperoleh pada instalasi ini berasal dari uap panas hasil ekstraksi turbin-turbin. *Low Pressure Heater* ini sama halnya dengan *high pressure heater*, instalasi ini digunakan sebagai pemanasan awal air kondensat sebelum memasuki boiler. Perbedaan dari kedua jenis *feedwater heater* ini adalah tekanan dan temperatur *outlet* dari *high pressure heater* lebih tinggi dari pada *low pressure heater*.



Gambar 2.14 *Deaerator*

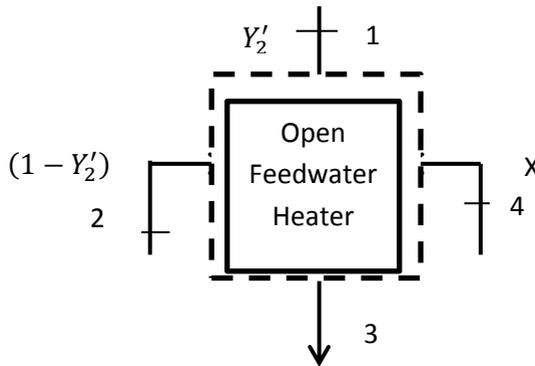


Gambar 2.15 *Feed Water Heater*

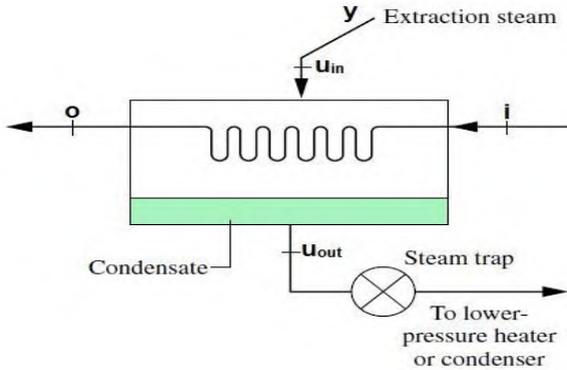
Kesetimbangan massa pada skema *open feed water heater* dapat dilihat pada gambar 2.15 dan didapatkan persamaan:

$$0 = Y'_2 h_1 + x h_4 + (1 - Y'_2)h_2 - h_3 \dots\dots\dots$$

$$0 = Y'_2 \dot{m}_1 + x \dot{m}_4 + (1 - Y'_2) \dot{m}_2 - \dot{m}_3 \dots\dots\dots$$



Gambar 2.16 *Skema Volume Atur Open Feedwater Heater*



Gambar 2.17 Skema Volume Atur Closed Feedwater Heater

Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dengan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state*, konservasi massa dan energi dapat disederhanakan menjadi:

$$0 = y (h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o) \dots\dots\dots$$

atau

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \dots\dots\dots$$

2.4 Perhitungan Pembangkit

2.4.1 Perhitungan Efisiensi

1. Efisiensi siklus pembangkit

- Efisiensi *gross* siklus

$$\eta_{gross-cycle} = \left(\frac{\sum_{tot} W_{turbin}}{\sum_{tot} Q_{boiler}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots$$

- Efisiensi *nett* siklus

$$\eta_{nett-cycle} = \left(\frac{\sum_{tot} W_{turbin} - \sum_{tot} W_{auxiliary}}{\sum_{tot} Q_{boiler}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots$$

dimana :

$$\begin{aligned}\sum_{tot} \dot{W}_{turbin} \text{ (kW)} &= \dot{W}_{HPTurbin} + \dot{W}_{IPTurbin} + \dot{W}_{LPTurbin} \\ \sum_{tot} \dot{W}_{auxiliary} \text{ (kW)} &= \sum \dot{W}_{pompa} + \sum \dot{W}_{fan} \\ \sum_{tot} \dot{Q}_{boiler} &= \dot{m}_{boiler} \times \Delta h_{boiler} + \dot{m}_{reheater} \times \Delta h_{reheater} \\ \dot{m}_{boiler/reheater} &= \text{Mass flow steam (kg/s)} \\ \Delta h_{boiler/reheater} &= \text{Selisih Entalphy (kJ/kg)}\end{aligned}$$

2. Efisiensi *plant* pembangkit

- Efisiensi *gross plant*

$$\eta_{gross-plant} = \left(\frac{\sum_{tot} \dot{W}_{turbin}}{\sum_{tot} \dot{Q}_{fuel}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots$$

- Efisiensi *nett plant*

$$\eta_{net-plant} = \left(\frac{\sum_{tot} \dot{W}_{turbin} - \sum_{tot} \dot{W}_{auxiliary}}{\sum_{tot} \dot{Q}_{fuel}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots$$

dimana :

$$\begin{aligned}\sum_{tot} \dot{W}_{turbin} \text{ (kW)} &= \dot{W}_{HPTurbin} + \dot{W}_{IPTurbin} + \dot{W}_{LPTurbin} \\ \sum_{tot} \dot{W}_{auxiliary} \text{ (kW)} &= \sum \dot{W}_{pompa} + \sum \dot{W}_{fan} \\ \sum_{tot} \dot{Q}_{boiler} \text{ (kW)} &= \dot{m}_{fuel} \times HHV \\ \dot{m}_{fuel} &= \text{konsumsi bahan bakar (kg/s)} \\ HHV &= \text{Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)}\end{aligned}$$

2.4.2 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar

$$\begin{aligned}\eta_{boiler} &= \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{Q}_{fuel}} \times 100\% \\ \dot{m}_{fuel} \left(\frac{kg}{s} \right) &= \frac{\dot{Q}_{fuel}}{HHV} = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\eta_{boiler} \times HHV} \dots\dots\dots\end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned}\eta_{boiler} &= \text{Efisiensi boiler} \\ \dot{m}_{fuel} &= \text{Konsumsi bahan bakar (kg/s)}\end{aligned}$$

2.4.3 Perhitungan *Heat Rate*

1. *Turbine Cycle Heat Rate (TCHR)*

- *Gross Turbine Cycle Heat Rate*

$$\text{Gross TCHR (kJ/kWh)} = \frac{\Sigma_{tot} \dot{Q}_{boiler}}{\Sigma_{tot} \dot{W}_{turbine}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$\text{Gross TCHR (kJ/kWh)} = \frac{\dot{m}_{boiler} \times \Delta h_{boiler} + \dot{m}_{reheater} \times \Delta h_{reheater}}{\dot{W}_{HPturbine} + \dot{W}_{IPTurbine} + \dot{W}_{LPturbine}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) \dots\dots\dots$$

- *Nett Turbine Cycle Heat Rate*

$$\text{Nett TCHR (kJ/kWh)} = \frac{\Sigma_{tot} \dot{Q}_{boiler}}{\Sigma_{tot} \dot{W}_{turbine} - \Sigma_{tot} \dot{W}_{auxiliary}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$\text{Nett TCHR (kJ/kWh)} = \frac{\dot{m}_{boiler} \times \Delta h_{boiler} + \dot{m}_{reheater} \times \Delta h_{reheater}}{\dot{W}_{HPturbine} + \dot{W}_{IPTurbine} + \dot{W}_{LPturbine} - \Sigma \dot{W}_{pompa} + \Sigma \dot{W}_{fan}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) \dots\dots\dots$$

2. *Plant Heat Rate (PHR)*

- *Gross Plant Heat Rate*

$$\text{Gross PHR (kJ/kWh)} = \frac{\Sigma_{tot} \dot{Q}_{fuel}}{\Sigma_{tot} \dot{W}_{turbine}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$\text{Gross PHR (kJ/kWh)} = \frac{\dot{m}_{fuel} \times HHV}{\dot{W}_{HPturbine} + \dot{W}_{IPTurbine} + \dot{W}_{LPturbine}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) \dots\dots\dots$$

- *Nett Plant Heat Rate*

$$\text{Nett PHR (kJ/kWh)} = \frac{\Sigma_{tot} \dot{Q}_{fuel}}{\Sigma_{tot} \dot{W}_{turbine} - \Sigma_{tot} \dot{W}_{auxiliary}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$\text{Nett PHR (kJ/kWh)} = \frac{\dot{m}_{fuel} \times HHV}{\dot{W}_{HPturbine} + \dot{W}_{IPTurbine} + \dot{W}_{LPturbine} - \Sigma \dot{W}_{pompa} + \Sigma \dot{W}_{fan}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) \dots\dots\dots$$

2.5 Perangkat lunak *Cycle-Tempo*

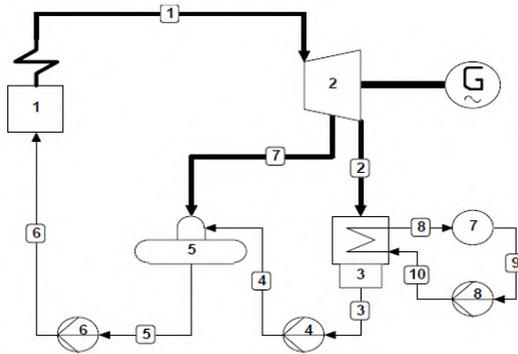
Cycle-Tempo adalah perangkat lunak yang digunakan untuk pemodelan dan optimasi sistem produksi listrik, panas dan pendinginan. Sistem yang dimodelkan terbentuk dari beberapa komponen yang dihubungkan oleh pipa dan membentuk jaringan aliran massa dan energi.

Tujuan utama dari *Cycle-Tempo* adalah untuk menghitung relevansi aliran massa dan energi pada sistem. Jumlah dan tipe komponen akan berbeda dari suatu sistem dan sistem lainnya. Perbedaan ini sesuai permintaan pengguna dalam menentukan konfigurasi sistem dan juga model tiap komponen. Dengan menggunakan *Cycle-Tempo*, pengguna dapat membuat pemodelan sistem sesuai keinginan.

Data yang dapat dimasukkan meliputi data komponen, data koneksi, data medium dan data umum keseluruhan sistem. Data komponen dan koneksi umumnya terdiri dari data termodinamika, geometri, *off-design* dan data reaksi. Data termodinamika meliputi tekanan dan temperatur masuk dan keluar komponen. Data reaksi dimasukkan untuk kondisi yang memungkinkan terjadi reaksi. Data umum keseluruhan sistem meliputi *production functions*, *environment definition*, *auxiliary power consumption* dan *user defined input*.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	4	EEQCOD	1 -
Name:	Fuel cell	PINAN	1.15 bar
Type:	SOFC	POUTAN	bar
Additional input data		DELPAN	0.05 bar
Geometry input data		TINAN	850 °C
More input data		TOUTPS	°C
		PINCA	1.15 bar
		POUTCA	bar
		DELPCA	0.05 bar
		TINCA	850 °C
		POWER	1 MW
		DCAC	0.96 -
		DELE	kw
		DELEP	0.02 -
		PFCELL	1 bar
		TFCELL	950 °C
		PREACT	bar
		TREAT	°C

Gambar 2.18 *Input Data pada Cycle-Tempo*



Gambar 2.19 Contoh Pemodelan pada Cycle-Tempo

Cycle-Tempo digunakan untuk menghitung *properties* termodinamika, komposisi gas dan laju alir massa pada sistem energi pada produksi listrik, panas dan pendinginan. perhitungannya dilakukan dengan menggunakan kesetimbangan massa, molar, energi dan hubungan sifat termodinamika. Sifat termodinamika yang dapat dihitung berlaku pada uap atau air, refrigerant, pottasium, amonia dan beberapa gas yang di modelkan sebagai gas ideal.

		pipe numbers												
component	nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
boiler	1	-1					-1					m_1		0
turbine	2	1	-1					-1				m_2		0
condenser	3		1	-1					-1	1		m_3		0
condenser (cooling)	3								-1	1		m_4		0
deaerator	5				1	-1		1				m_5		0
feedpump	6					1	-1					m_6		0
coolwater pump	8									1	-1	m_7		0
deaerator	5				h_4	$-h_5$		h_7				m_5		0
condenser	3		h_2	$-h_3$					$-h_6$	h_{10}		m_3		0
turbine	2	h_1	$-h_2$					$-h_7$				m_{10}		P_{tur}

Gambar 2.20 Sistem Matriks pada Cycle-Tempo

Perhitungan pada *Cycle-Tempo* meliputi 3 tahapan, tahap pengaturan perhitungan, pembuatan perhitungan dan hasil dari perhitungan. Terdapat 7 tahapan dalam pembuatan perhitungan :

1. Pembacaan awal

Pembacaan awal yang dilakukan *Cycle-Tempo* meliputi:

- a) Banyak komponen, pipa, dll.
- b) Data komponen.
- c) *Topology* dari sistem yang menjelaskan program bagaimana pipa dapat terhubung dengan tiap komponen.
- d) Medium data tiap pipa.
- e) Pembacaan awal data tambahan.

2. Pembuatan sistem matriks

Perhitungan dimulai dengan melakukan pembuatan sistem matriks untuk perhitungan aliran massa. Perhitungan ini dilakukan agar dapat menentukan jumlah aliran massa yang sebanding dengan jumlah pipa. Jumlah aliran massa dan jumlah pipa yang tidak sebanding akan mendapatkan pesan *error* dari program sehingga program berhenti. Contoh skema perhitungan dan skema sistem matriks seperti pada gambar 2.20.

3. Input data dan komponen

Data yang dimasukkan pada tiap komponen adalah temperatur dan tekanan masuk-keluar komponen.

4. Penyelesaian sistem matriks

Cycle-Tempo menggunakan hukum eliminasi *Gauss*. Gambar ... menjelaskan bagaimana entalpi di substitusikan menggunakan analisis energi untuk mendapatkan aliran massa pada sistem.

5. Menentukan karakteristik aliran massa

Langkah untuk menentukan karakteristik dari iterasi utama adalah dengan menentukan jumlah pipa dengan aliran massa dan jika kondisi tersebut sudah terpenuhi, maka aliran massa yang terakhir dihitung adalah hasil

dari sistem tersebut. Kondisi ini akan kembali ke langkah 2 bila kondisi tersebut tidak konvergen.

6. Perhitungan tingkat keadaan tingkat komponen

Pressure, *temperature*, dan *enthalpy* yang belum diketahui pada langkah 3 input data dan apparatus memerlukan pengecekan dari setiap *apparatus* pada langkah 5. Program yang telah berhasil di *running* dapat dilihat pada pesan “*Data for all Pipes*” untuk mengetahui :

1. Aliran Massa
2. Tekanan masuk dan keluar
3. Temperatur masuk dan keluar
4. Entalpi masuk dan keluar

7. Pembuatan *output*

Output dari *Cycle-Tempo* dapat ditentukan melalui *running* skema yang sudah konvergen dengan membuka “*system efficiencies*” pada *Cycle-Tempo*. Hasil yang didapatkan dari langkah tersebut adalah daya netto dan gross serta efisiensi netto dan gros.

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 Anooj G. Sheth (2012)

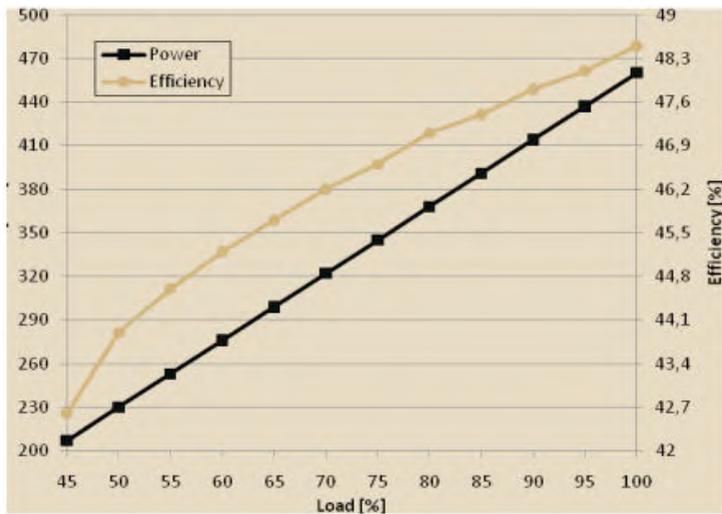
Anooj G. Sheth pada tahun 2012 dalam penelitiannya berjudul “*Determining Performance of Supercritical Power Plant with the help of “Gate-CycleTM”*”. Penelitian ini bertujuan untuk memaparkan performa pembangkit listrik tenaga uap *supercritical* 700 MW dengan bantuan perangkat lunak *Gate-Cycle*. Pemodelan dan simulasi pada perangkat lunak *Gate-Cycle* dan mengikuti data dari katalog pembangkit.

Tabel 2.1 menunjukkan hasil simulasi yang didapatkan pada pembangkit listrik tenaga uap *supercritical* 700MW. Efisiensi yang dihasilkan pembangkit berdasarkan hasil simulasi perangkat lunak *Gate-Cycle* adalah sebesar 42,76% sedangkan *heat rate* yang dihasilkan adalah sebesar 2010,32 kcal/kWh atau sebesar 8411,17 kJ/kWh.

Tabel 2.1 Hasil Simulasi Pembangkit *Supercritical* pada *Gate-Cycle*

Variable	Output values	Unit
Ambient Temperature	288	°K
Ambient Pressure	1.0132	Bar
Ambient Relative Humidity	0.6	
Ambient Specific Humidity	0.0063	
Net Cycle Power	709735.6	kW
Net Cycle Lower Heating Value (LHV) Efficiency	42.7632	
Net Cycle Lower Heating Value (LHV) Heat Rate	2010.32	kcal/kW-hr
Total Lower Heating Value (LHV) Fuel Cons.	5.9747E09	kJ/hr
Net Steam Cycle Power	709735.6	kW
ST Shaft Power	743291.2	kW
ST Generator Losses	14865.81	kW
Steam Cycle BOP Losses	18689.81	kW
ST Generator Output	728425.4	kW
Adjusted Cycle Lower Heating Value (LHV) Efficiency	42.7632	
Adj. Cycle Lower Heating Value (LHV) Heat Rate	2010.32	kcal/kW-hr
Gross Power of Turbine Cycle	728425.4	kW

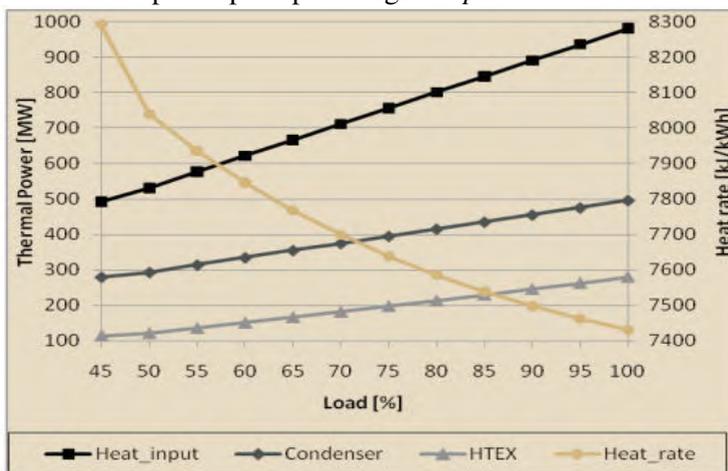
2.6.2 Witold Elsner dkk (2011)



Gambar 2.21 Grafik Efisiensi dan Power Output vs. Pembebanan

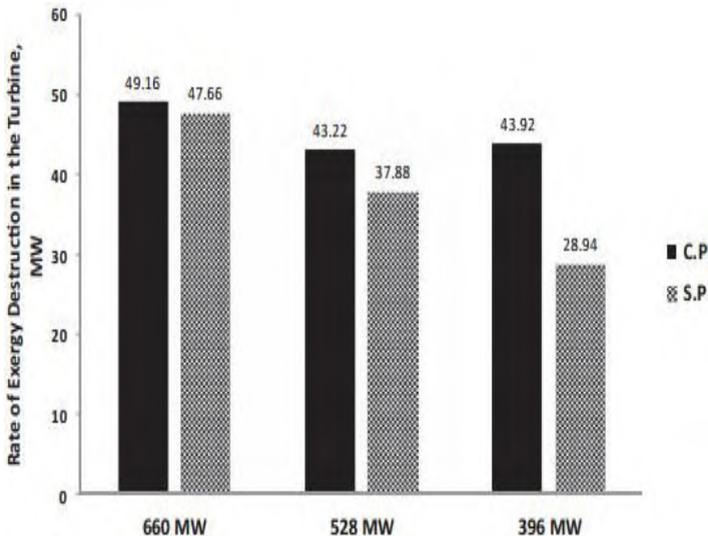
Witold Elsner dkk (2011) melakukan penelitian yang berjudul “*Thermodynamic Analysis of a Thermal Cycle of Supercritical Power Plant*”. Penelitian ini membahas tentang analisa kondisi operasi pembangkit listrik *supercritical* modern. Analisa dilakukan pada siklus termal pembangkit listrik *supercritical* Lagisza 460 MW. Analisa dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *IPSEpro* yang di rancang untuk perancangan pembangkit. Tujuan utama penelitian ini adalah mendemonstrasikan pengaruh parameter *supercritical* terhadap efisiensi termodinamika. Penelitian dilakukan dengan membandingkan analisa dua siklus termal yaitu siklus standar dan siklus dengan parameter *supercritical*.

Gambar 2.21 merupakan grafik hasil simulasi pembangkit listrik *supercritical* pada perangkat lunak *IPSEpro* yang menunjukkan bahwa terjadi tren kenaikan efisiensi pada setiap kenaikan pembebanan operasi. Simulasi juga menganalisa tentang, *heat rate* dan energi panas beberapa komponen. Gambar 2.22 merupakan grafik penurunan *heat rate* terhadap kenaikan pembebanan operasi pada pembangkit *supercritical*.



Gambar 2.22 Grafik Heat Rate dan Energi Panas Komponen vs. Pembebanan

2.6.3 Sairam Adibhatla (2014)

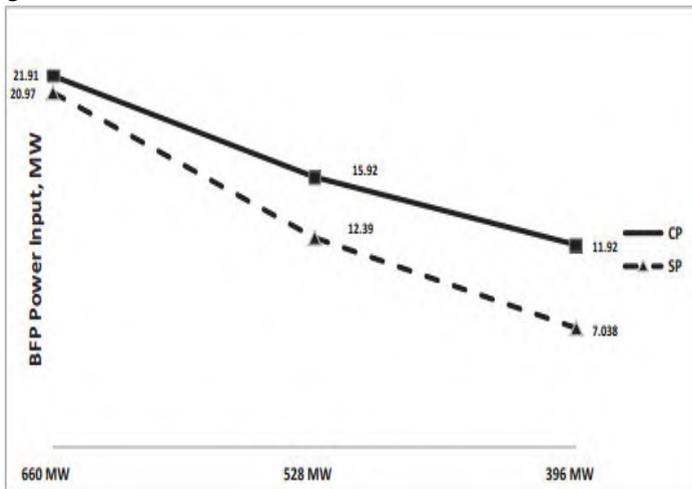


Gambar 2.23 Grafik Perbedaan Laju Penghancuran Exergi tiap Pembebanan Operasi Tekanan Konstan dan Tekanan Bertingkat

Sairam Adibhatla (2014) melakukan penelitian yang berjudul “*Energy and Exergy Analysis of a Super Critical Thermal Power Plant at Various Load Conditions Under Constant and Pure Sliding Pressure Operation*”. Penelitian ini membahas tentang analisa energi dan exergi pada pembangkit listrik tenaga uap *supercritical* dengan kapasitas 660MW. Analisa dilakukan pada pembebanan operasi 100%, 80% dan 60% dengan pengoperasian tekanan konstan dan pengoperasian dengan tekanan bertingkat. Penelitian ini bertujuan untuk mencari kelebihan dan kekurangan dari kedua tipe operasi dan juga perhitungan kehilangan energi serta penghancuran exergi pada beberapa komponen telah dianalisa pada penelitian ini.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan adanya penurunan laju penghancuran exergi tiap kondisi pembebanan pada turbin yang signifikan ketika dioperasikan dengan tekanan bertingkat

dibandingkan dengan operasi tekanan konstan. Laju penghancuran exergi pada turbin saat pembebanan 100%, 80% dan 60% adalah 49,16 MW, 43,22 MW dan 43,92 MW pada operasi tekanan konstan dan 47,66 MW, 38,88 MW dan 28,94 MW pada operasi tekanan bertingkat. Daya yang dibutuhkan boiler feed pump juga berkurang sebesar 9,39%, 21,52% dan 42,5% pada tekanan 100%, 80% dan 60% dibandingkan dengan operasi pada tekanan konstan. Akibat daya yang dibutuhkan boiler feed pump semakin berkurang, maka efisiensi pembangkit yang dihasilkan semakin tinggi dibandingkan pengoperasian dengan tekanan konstan.

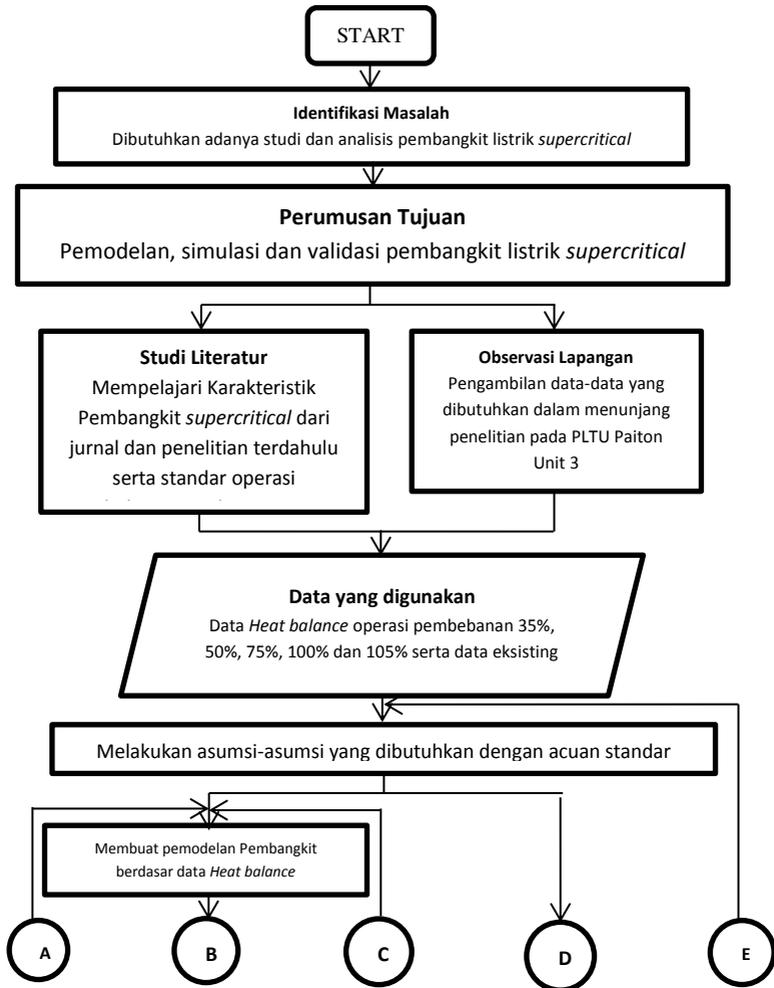


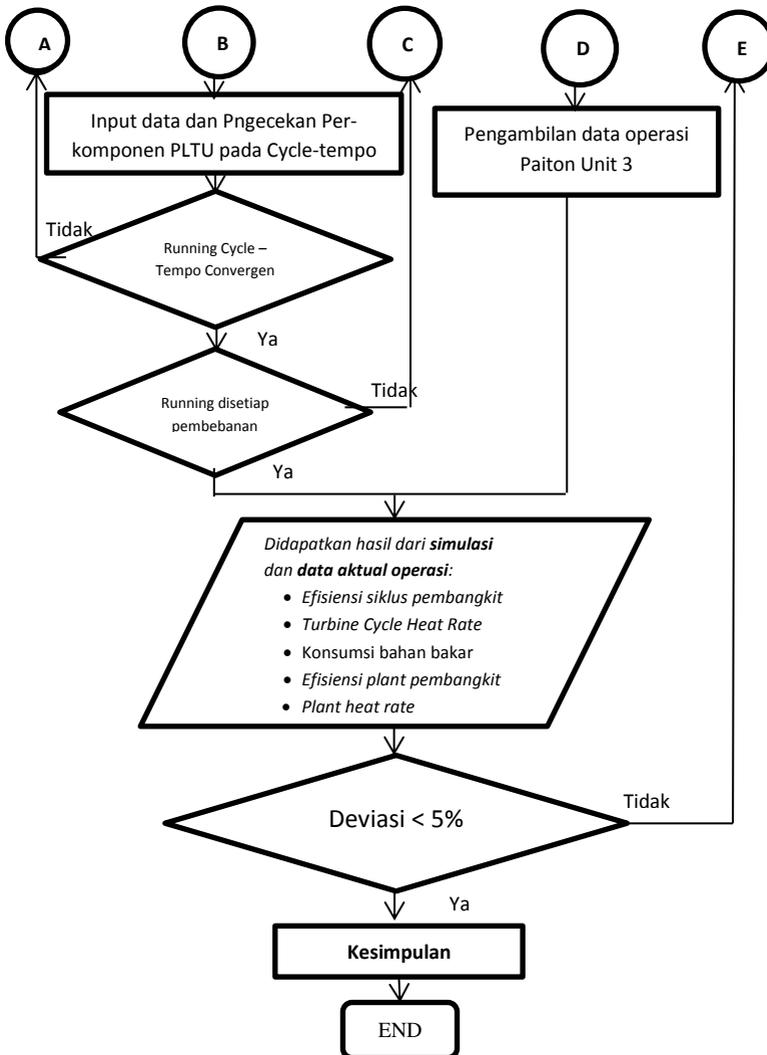
Gambar 2.24 Grafik Perbedaan Konsumsi Daya Boiler Feed Pump tiap Pembebanan Operasi Tekanan Konstan dan Tekanan Bertingkat

BAB III METODOLOGI

3.1 Flowchart Penelitian

Dalam mempermudah proses penelitian maka digunakan kerangka atau alur berpikir. Kerangka berpikir penelitian ini dijelaskan pada flowchart penelitian dibawah ini.





Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.2 Penjelasan Flowchart Penelitian

3.2.1 Identifikasi Masalah

Pada tahapan awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang menjadi tujuan dari penelitian yaitu menganalisa pembangkit listrik *supercritical*. Studi literatur mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan analisis termodinamika siklus Rankine power plant pada pembangkit listrik *supercritical*. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber text book, salah satunya *Fundamental of Engineering Thermodynamics* oleh Michael J. Moran. Penulis juga memasukkan beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan observasi terhadap sistem pembangkit listrik *supercritical* yang sudah ada yaitu pada PLTU Unit 3 Paiton berdasarkan pembebanan yang beroperasi.

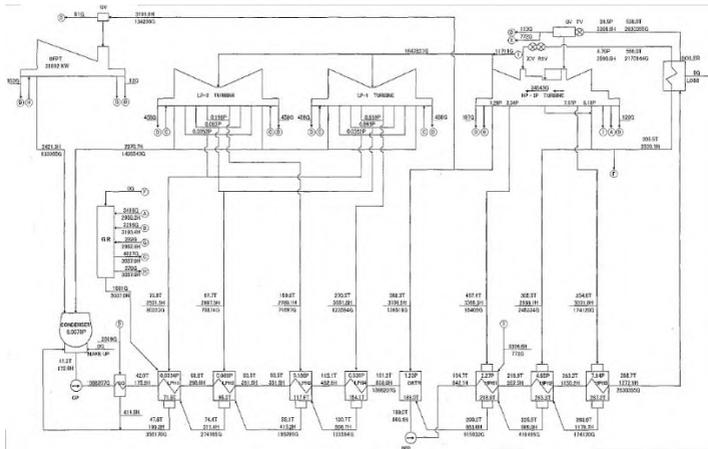
3.2.2 Pengambilan Data dan Analisis

Berdasarkan studi literatur dan observasi, dilakukan pengambilan data pada PLTU Paiton Unit 3. Data yang dibutuhkan adalah *heat balance*, spesifikasi komponen pada PLTU unit 3 Paiton, dan buku manual operasi PLTU Paiton Unit 3.

3.2.3 Tahap Simulasi

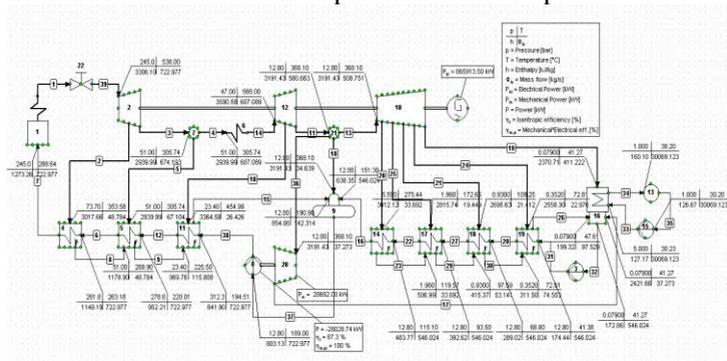
Data operasi setiap tingkat keadaan pada kondisi keadaan aktual pembangkit telah terangkum pada *heat balance* gambar 3.2 berikut. Data operasi ini akan digunakan sebagai data untuk pemodelan dan simulasi performa pembangkit. Data *heat balance* yang digunakan sejumlah pembebanan yang beroperasi pada pembangkit.

Heat balance diatas adalah kondisi keadaan aktual PLTU Paiton Unit 3 pada beban 100%. Pemodelan dan simulasi pada perangkat lunak *Cycle-Tempo* dilakukan pada *heat balance* pembebanan 35%, 50%, 75% dan 105% mengikuti pembebanan pada operasi PLTU Paiton Unit 3.



Gambar 3.2 Heat Balance PLTU Paiton Unit 3

Simulasi ini tidak hanya mengubah pembebanan berdasarkan alir masa dari sistem akan tetapi juga memperhitungkan perubahan tekanan, suhu dan efisiensi isentropis per-komponen di steiap tingkat keadaan pembebanan. Hal ini dilakukan dengan pertimbangan keakuratan simulasi terhadap kondisi aktual operasi.



Gambar 3.3 Pemodelan PLTU Paiton Unit 3 pada Cycle-Tempo

3.2.4 Tahap Validasi

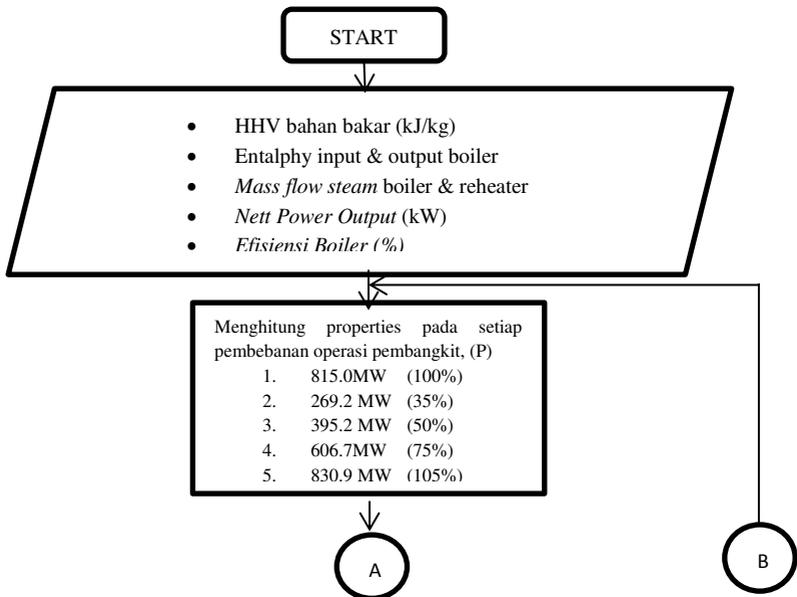
Hasil dari simulasi akan di validasi berdasarkan kondisi aktual operasi untuk mendapatkan pemodelan yang akurat. Hasil akan ditetapkan valid apabila perbedaan dengan aktual operasi kurang dari 5%. Validasi meliputi efisiensi siklus, efisiensi plant, konsumsi bahan bakar, *turbine cycle heat rate* dan *plant heat rate*.

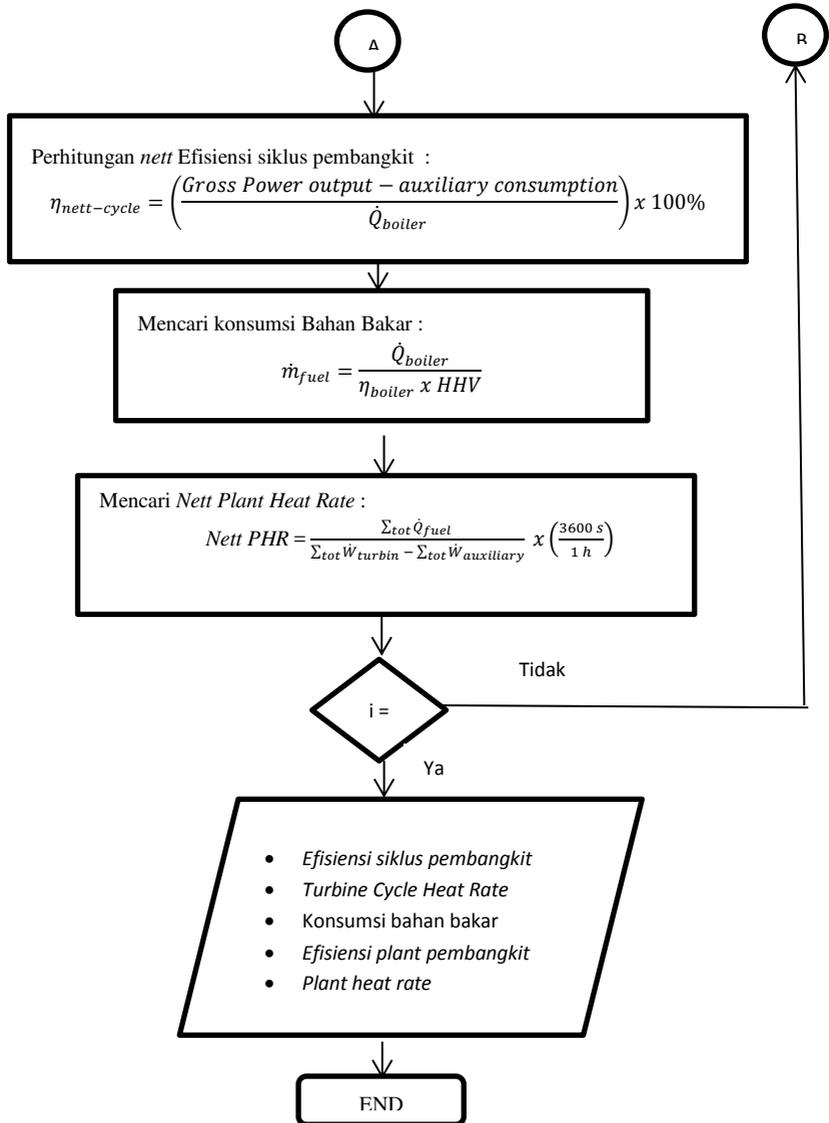
3.2.5 Tahap pengambilan kesimpulan

Tahap ini merupakan akhir dari analisis simulasi dan termodinamika dengan menarik kesimpulan yang didapat berupa properties pada setia tingkat keadaan, perubahan efisiensi siklus, efisiensi plant, konsumsi bahan bakar, *turbine cycle heat rate* dan *plant heat rate*.

3.3 Flowchart Perhitungan

Perhitungan dilakukan pada data kondisi aktual *Heat balance* dan pemodelan *Cycle-Tempo*. Perhitungan dilakukan mengikuti hukum termodinamika.





Gambar 3.4 Flowchart Perhitungan

3.4 Penjelasan Flowchart Perhitungan

Untuk mendapatkan efisiensi siklus, konsumsi bahan bakar dan *heatrate* pada kondisi aktual dan pemodelan dilakukan langkah perhitungan sebagai berikut:

1. Menghitung panas yang diberikan pada boiler

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{m}_{boiler} \times \Delta h_{boiler} + \dot{m}_{reheater} \times \Delta h_{reheater} \dots\dots\dots$$

2. Menghitung *nett* efisiensi siklus pembangkit

$$\eta_{nett-cycle} = \left(\frac{\sum_{tot} \dot{W}_{turbin} - \sum_{tot} \dot{W}_{auxiliary}}{\sum_{tot} \dot{Q}_{boiler}} \right) \times 100\% \dots\dots\dots$$

3. Menghitung konsumsi/laju massa bahan bakar

$$\dot{m}_{fuel} \left(\frac{kg}{s} \right) = \frac{\dot{Q}_{boiler}}{\eta_{boiler} \times HHV} \dots\dots\dots$$

4. Menghitung *nett* dan *gross nett plant heat rate*

Nett PHR (kJ/kWh) =

$$\frac{\sum_{tot} \dot{Q}_{fuel}}{\sum_{tot} \dot{W}_{turbin} - \sum_{tot} \dot{W}_{auxiliary}} \times \left(\frac{3600 s}{1 h} \right) \dots\dots\dots$$

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Pemodelan Pembangkit

Dalam melakukan pemodelan dan simulasi diperlukan data awal sistem pembangkit sebagai referensi. Data referensi akan dijadikan acuan dan validasi pemodelan. Referensi pembangkit *supercritical* yang digunakan adalah PLTU Paiton Unit 3 dengan kapasitas 815 MW. Data yang digunakan adalah data diagram *heat balance* dan data desain pembebanan pembangkit. Berikut adalah data awal sistem pembangkit yang digunakan:

1. Data desain pembebanan pembangkit

Bahan Bakar : Batubara Sub-bituminus

Nilai kalor atas (HHV) : 20083.2 kJ/kg (4800 kcal/kg)

Tabel 4.1 Data Desain Pembebanan Pembangkit

Beban	Eff. boiler (η_{Boiler})	Main Steam Pressure (P)	Daya Output	
			\dot{W}_{nett}	\dot{W}_{gross}
35%	87.9%	89.7 kg/s	269.2 MW	303.1 MW
50%	87.5%	123 kg/s	395.2 MW	433.0 MW
75%	87.1%	183 kg/s	606.7 MW	649.5 MW
100%	86.7%	245 kg/s	815.0 MW	865.9 MW
105%	86.7%	250 kg/s	830.9 MW	882.9 MW

2. Komponen pembangkit pada diagram *heat balance*

Table 4.2 Data Komponen Pembangkit pada Diagram *Heat Balance*

No	Komponen		Tekanan (P)		Temperatur (T)		Laju Massa (m)		Entalpy (h)	
1	Boiler	masuk		bar	288.7	°C	730.65	kg/s	1272.1	kJ/kg
		keluar	245	bar	538	°C	730.65	kg/s	3306.6	kJ/kg
2	HP Turbin	masuk	245	bar	538	°C	730.65	kg/s	3306.6	kJ/kg
		keluar	51	bar	305.5	°C	602.82	kg/s	2939.1	kJ/kg
3	Reheater	masuk	51	bar	305.5	°C	602.82	kg/s	2939.1	kJ/kg
		keluar	47	bar	566	°C	602.82	kg/s	3590.6	kJ/kg
4	IP Turbin	masuk	47	bar	566	°C	602.82	kg/s	3590.6	kJ/kg
		keluar	12.8	bar	368.3	°C	513.29	kg/s	-	kJ/kg

5	LP Turbin	masuk	12.8	bar	368.3	°C	513.29	kg/s	-	kJ/kg
		keluar	0.079	bar	-	°C	415.43	kg/s	2370.7	kJ/kg
6	kondensor	masuk		bar	-	°C	415.43	kg/s	2370.7	kJ/kg
		keluar	0.079	bar	41.2	°C	552.28	kg/s	172.6	kJ/kg
7	LP FWH 1	masuk (1)		bar	42	°C	552.28	kg/s	175.9	kJ/kg
		keluar (1)		bar	68.8	°C	552.28	kg/s	288	kJ/kg
		masuk (2)	0.352	bar	72.8	°C	22.31	kg/s	2531.5	kJ/kg
		keluar (2)	0.334	bar	47.6	°C	98.93	kg/s	199.3	kJ/kg
8	LP FWH 2	masuk (1)		bar	68.8	°C	552.28	kg/s	288	kJ/kg
		keluar (1)		bar	93.5	°C	552.28	kg/s	391.6	kJ/kg
		masuk (2)	0.93	bar	97.7	°C	21.9	kg/s	2667.5	kJ/kg
		keluar (2)	0.89	bar	74.4	°C	76.157	kg/s	311.4	kJ/kg
9	LP FWH 3	masuk (1)		bar	93.5	°C	552.28	kg/s	391.6	kJ/kg
		keluar (1)		bar	115.1	°C	552.28	kg/s	482.9	kJ/kg
		masuk (2)	1.96	bar	159.6	°C	19.9	kg/s	2789.1	kJ/kg
		keluar (2)	1.86	bar	99.1	°C	54.24	kg/s	415.2	kJ/kg
10	LP FWH 4	masuk (1)		bar	115.1	°C	552.28	kg/s	482.9	kJ/kg
		keluar (1)		bar	151.3	°C	552.28	kg/s	638	kJ/kg
		masuk (2)	5.59	bar	270.5	°C	34.33	kg/s	3001.8	kJ/kg
		keluar (2)	5.31	bar	120.7	°C	34.33	kg/s	506.7	kJ/kg
11	Deaerator	masuk (1)		bar	151.3	°C	552.28	kg/s	638	kJ/kg
		keluar (1)		bar	189	°C		kg/s	803.1	kJ/kg
		masuk (2)		bar	368.3	°C	35.14	kg/s	3191.9	kJ/kg
		masuk (3)		bar	200.3	°C	143.23	kg/s	853.6	kJ/kg
12	BFP	masuk		bar	189	°C		kg/s	803.1	kJ/kg
		keluar		bar	194.7	°C		kg/s	842.1	kJ/kg
13	BFP Turbin	masuk	12.8	bar		°C	37.28	kg/s	3191.9	kJ/kg
		keluar		bar		°C	37.21	kg/s	2421.3	kJ/kg
14	HP FWH 1	masuk (1)		bar	194.7	°C		kg/s	842.1	kJ/kg
		keluar (1)		bar	219.9	°C		kg/s	952.5	kJ/kg
		masuk (2)		bar	457.1	°C	26.5	kg/s	3369.3	kJ/kg
		keluar (2)		bar	200.3	°C	143.23	kg/s	853.6	kJ/kg
15	HP FWH 2	masuk (1)		bar	219.9	°C		kg/s	952.5	kJ/kg
		keluar (1)		bar	263.3	°C		kg/s	1150.2	kJ/kg
		masuk (2)		bar	305.5	°C	68.15	kg/s	2939.1	kJ/kg
		keluar (2)		bar	225.5	°C	116.5	kg/s	969	kJ/kg
16	HP FWH 3	masuk (1)		bar	263.3	°C		kg/s	1150.2	kJ/kg
		keluar (1)		bar	288.7	°C	730.65	kg/s	1272.1	kJ/kg
		masuk (2)		bar	354.6	°C	48.36	kg/s	3021	kJ/kg
		keluar (2)		bar	268.9	°C	48.36	kg/s	1170.7	kJ/kg

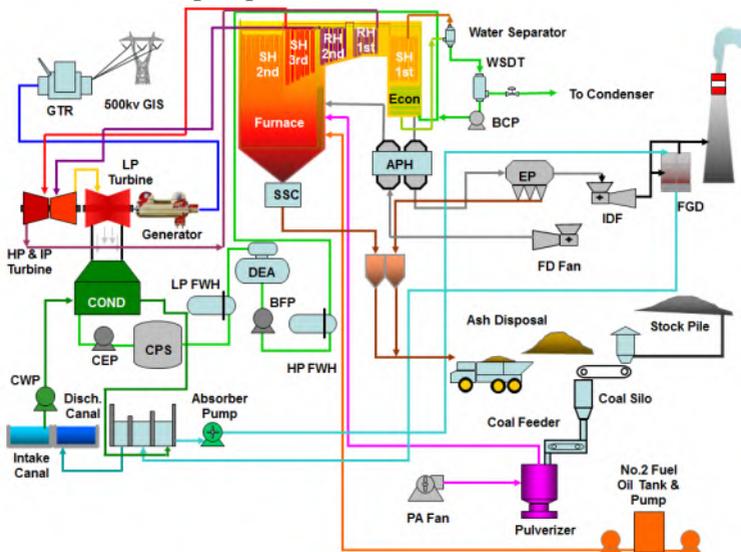
3. Data aktual operasi untuk membandingkan hasil dari pemodelan dan simulasi

Data aktual operasi yang digunakan adalah data operasi PLTU Paiton di tiap pembebanan yang diambil dari *central control room* (CCR). Data operasi diambil pada tanggal 29

November sampai dengan 2 Juni 2016 dimana pembangkit sedang dalam proses *start up* setelah sebelumnya dilakukan proses *overhaul* berkala. dari proses *start up* yang dilakukan didapatkan seluruh pembebanan yang beroperasi dari pembebanan 35% sampai dengan 105%. Data operasi yang diambil meliputi daya output, tingkat keadaan *steam* di tiap komponen pembangkit, konsumsi bahan bakar dan nilai kalor bahan bakar perhari. Data operasi dapat dilihat pada lampiran tabel data aktual operasi pembangkit.

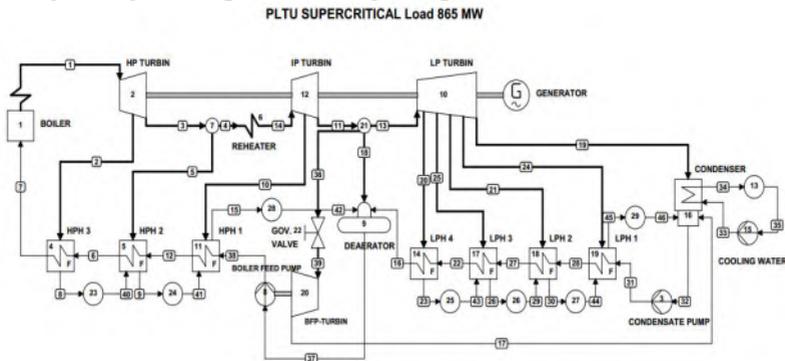
4.2 Pemodelan Pembangkit pada Perangkat Lunak Cycle-Tempo

Pemodelan pada perangkat lunak Cycle-Tempo dilakukan berdasarkan diagram *heat balance* dan data desain pembebanan yang sudah ada. Pemodelan dilakukan berdasarkan skema PLTU Paiton Unit 3 pada gambar 4.1 dengan memasukkan komponen-komponen utama pembangkit. PLTU Paiton Unit 3 memiliki beberapa komponen utama yaitu boiler, turbin, kondensor, *feed water heater* dan pompa.



Gambar 4.1 *Skema PLTU Paiton Unit 3 815 MW*

Langkah awal dalam membuat pemodelan yaitu pengecekan data tiap komponen pada perangkat lunak Cycle-Tempo. Pengecekan komponen ini dilakukan dengan memasukkan data variabel dan kemudian dilakukan *running* pada tiap-tiap komponen dengan input dan output berupa apparatus *source*. Variabel yang dimasukkan pada komponen menentukan batasan sesuai kondisi desain pembangkit. Pengecekan dilakukan berurutan dimulai dari boiler, kemudian apabila sudah tidak terjadi *error* maka pengecekan dilakukan dengan memasukkan komponen berikutnya disertai input data variabel kemudian dilakukan *running* lagi. Pengecekan dilakukan hingga seluruh komponen pembangkit telah terpasang.



Gambar 4.2 *Pemodelan Skema PLTU Paiton Unit 3 815 MW pada Perangkat Lunak Cycle-Tempo*

Pada tugas akhir kali ini ada dua pemodelan yang dilakukan yaitu pemodelan berdasarkan data diagram *heat balance* dan pemodelan dengan memasukkan komponen-komponen utama dari boiler. Pemodelan berdasar data diagram *heat balance* memodelkan siklus rankine dari pembangkit dengan komponen utamanya yaitu boiler, turbin, kondensor, pompa dan *feed water heater*. Pemodelan yang kedua akan memodelkan pembangkit berdasar data diagram *heat balance* dengan memasukkan

komponen-komponen utama boiler serta data bahan bakar pembangkit.

4.3 Perbandingan dan Validasi Pemodelan Berdasarkan Data Diagram *Heat Balance* dan Data Operasi

Pemodelan pada perangkat lunak Cycle-Tempo mengikuti data desain pada diagram *heat balance*. Komponen pembangkit pada diagram *heat balance* tidak melibatkan keseluruhan komponen pada aktual pembangkit sehingga terdapat perbedaan antara hasil pemodelan dengan kondisi aktual pembangkit. Untuk mendapatkan pemodelan yang akurat maka perlu dilakukan validasi terhadap data desain *heat balance* dan data aktual operasi pembangkit.

Validasi dilakukan dengan mencari nilai perbedaan atau deviasi antara hasil simulasi Cycle-Tempo dengan data *heat balance* dan data operasi aktual pembangkit. Validasi dilakukan dengan meninjau parameter utama pembangkit yaitu daya output pembangkit, nilai kalor bahan bakar (HHV), *mass flow*, temperature dan tekanan dari *main steam* dan *reheat steam*. Nilai deviasi akan dianggap valid apabila masih dibawah 5%.

$$\text{deviasi} = \frac{\text{data heat balance} - \text{data Cycle Tempo}}{\text{data heat balance}} \times 100\%$$

$$\text{deviasi} = \frac{\text{data operasi pembangkit} - \text{data Cycle Tempo}}{\text{data operasi pembangkit}} \times 100\%$$

Hasil validasi pada tabel 4.2 menyatakan bahwa rata-rata deviasi pemodelan Cycle-Tempo versus data diagram *heat balance* adalah sebesar 0.1% sedangkan rata-rata deviasi pemodelan Cycle-Tempo versus data aktual operasi sebesar 0.4%. Deviasi terbesar terjadi pada parameter *pressure reheat steam* Cycle-Tempo versus data aktual operasi sebesar 4.2%. Data validasi pada tabel 4.3 menyatakan pemodelan Cycle-Tempo telah valid pada pembebanan 100% dan dapat dilakukan variasi untuk pembebanan selanjutnya.

Tabel 4.3 Validasi Pemodelan Cycle-Tempo terhadap Data Desain dan Aktual Operasi (beban 100%)

Parameter		HEAT BALANCE – DIAGRAM (a)	AKTUAL PAITON 3 (b)	CYCLE- TEMPO (c)	c vs a	c vs b	b vs a
GROSS OUTPUT		865.9 MW	863.2 MW	866.7 MW	-0.1%	-0.4%	-0.3%
NETT OUTPUT		815 MW	817.7 MW	815.9 MW	-0.1%	0.2%	0.3%
HHV		20083.2 kJ/kg	20903.0 kJ/kg	20083.2 kJ/kg	0.0%	3.9%	4.1%
MAIN STEAM	Tekanan (P)	245 bar	242.6 bar	245.0 bar	0.0%	-1.0%	-1.0%
	Suhu (T)	538 °C	542.0 °C	538.0 °C	0.0%	0.7%	0.7%
	Mass Flow (m)	730.4 kg/s	747.6 kg/s	723.1 kg/s	1.0%	3.3%	2.4%
REHEAT STEAM	Tekanan (P)	47 bar	45.1 bar	47.0 bar	0.0%	-4.2%	-4.1%
	Suhu (T)	566 °C	565.6 °C	566.0 °C	0.0%	-0.1%	-0.1%
	Mass Flow (m)	602.8 kg/s	615.2 kg/s	606.4 kg/s	-0.6%	1.4%	2.0%
EFISIENSI		43.4%	42.6%	43.8%	-0.9%	-2.7%	-1.8%
				Rata-rata deviasi	0.3%	1.8%	1.7%

4.4 Analisa Hasil Simulasi Pemodelan pada Setiap Pembebanan Operasi

Setelah melakukan validasi pada pembebanan 100%, langkah selanjutnya adalah melakukan variasi terhadap pembebanan yang beroperasi sesuai data desain pembebanan pembangkit yaitu pada pembebanan 35%, 50%, 75% dan 105%. Variasi pembebanan dilakukan dengan mengatur daya output dan tekanan yang beroperasi sesuai dengan data desain pembebanan. Setelah dilakukan proses *running* dengan masukan data berupa daya output dan tekanan operasi di tiap pembebanan, perangkat lunak Cycle-Tempo akan mengkalkulasi *mass flow steam* untuk setiap pembebanan yang divariasikan. Hasil simulasi berupa pemodelan dengan tingkat keadaan komponen pembangkit serta nilai daya output, energi panas total

dan efisiensi siklus berdasarkan data desain pembebanan *heat balance* seperti pada tabel 4.4. Energi panas total yang dihitung berdasarkan data *heat balance* yaitu energi panas total yang dihasilkan boiler, sedangkan nilai efisiensi yang dihasilkan merupakan efisiensi dari siklus rankine pembangkit.

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Cycle-Tempo dengan Variasi Pembebanan Mengikuti Data *Heat Balance*

Beban	Daya net Output (\dot{W}_{net})	Energi Panas Total ($\sum \dot{Q}_{in-cycle}$)	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$)	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)
35%	271.6 MW	717.0 MW	42.6%	37.89%
50%	398.1 MW	987.3 MW	44.2%	40.33%
75%	608.6 MW	1435.0 MW	45.4%	42.42%
100%	815.9 MW	1864.3 MW	46.5%	43.76%
105%	831.0 MW	1898.0 MW	46.5%	43.78%

Pada pembebanan 35% dan 50% terdapat perbedaan yang signifikan antara data *heat balance* dan hasil simulasi dengan data aktual operasi. Perbedaan ini terdapat pada dua parameter utama yaitu daya net output dan *mass flow steam* pembangkit seperti pada tabel 4.5. Pada pembebanan 35% dan 50% daya net output dari data aktual pembangkit adalah sebesar 288 MW dan 405 MW sedangkan pada diagram *heat balance* sebesar 269.2 MW dan 395 MW dan pada hasil awal simulasi adalah sebesar 271 MW dan 398 MW.

Tabel 4.5 Perbedaan Daya Net Output Hasil Awal Simulasi, *Heat Balance* dan Aktual Pembangkit ditiaj Pembebanan

Beban	Daya Net Output (\dot{W}_{nett})			a vs. b	a vs. c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Aktual Operasi (c)		
35%	271.6 MW	269.2 MW	288.1 MW	-0.9%	5.7%
50%	398.1 MW	395.2 MW	405.4 MW	-0.7%	1.8%
75%	608.6 MW	606.7 MW	614.2 MW	-0.3%	0.9%
100%	815.9 MW	815.0 MW	817.7 MW	-0.1%	0.2%

105%	831.0 MW	830.9 MW	823.3 MW	0.0%	-0.9%
------	----------	----------	----------	------	-------

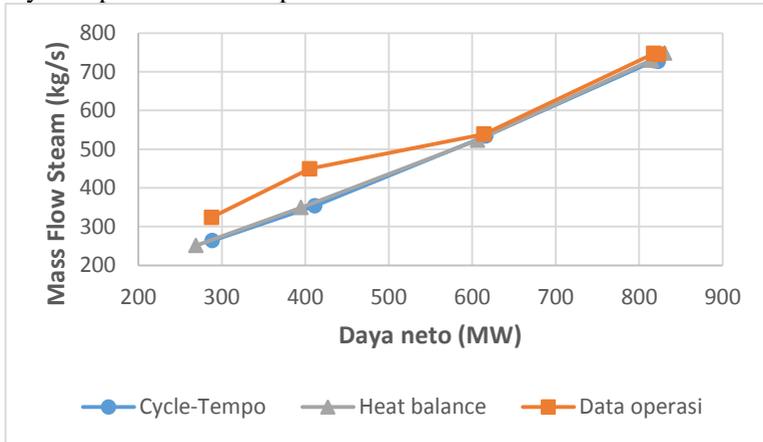
Untuk dapat membandingkan *mass flow steam* simulasi dan data aktual operasi maka perlu dilakukan *running* dengan daya net output mengikuti data aktual operasi. Tabel 4.6 merupakan hasil simulasi berupa *mass flow steam* dengan daya output mengikuti data aktual. Perbedaan *mass flow steam* yang signifikan terjadi ketika daya output rendah. *Mass flow steam* dari data operasi adalah sebesar 323.9 kg/s pada daya output sebesar 288 MW dan 449.6 kg/s pada daya output sebesar 405 MW, sedangkan pada hasil simulasi adalah sebesar 263.9 kg/s pada daya output 287.5 MW dan 353.7 kg/s pada daya output 404.7 MW.

Tabel 4.6 Perbandingan Hasil Awal Simulasi dan Data Aktual Operasi

Beban	Cycle-Tempo		Data Aktual Operasi		a vs. b
	Daya Net Output (\dot{W}_{nett})	Mass Flow Main Steam (\dot{m}_{steam}) (a)	Daya Net Output (\dot{W}_{nett})	Mass Flow Main Steam (\dot{m}_{steam})(b)	
35%	287.5 MW	258.1 kg/s	288.1 MW	323.9 kg/s	20.3%
50%	404.7 MW	349.0 kg/s	405.4 MW	449.6 kg/s	22.4%
75%	614.4 MW	533.1 kg/s	614.2 MW	538.9 kg/s	1.1%
100%	817.8 MW	724.7 kg/s	817.7 MW	747.6 kg/s	3.1%
105%	824.3 MW	733.6 kg/s	823.3 MW	745.0 kg/s	1.5%

Perbandingan grafik *mass flow steam* terhadap daya output dari hasil simulasi, data diagram *heat balance*, dan data aktual operasi pembangkit ditunjukkan pada gambar 4.3. Pada pembebanan rendah dengan daya output 288 MW dan 405 MW terjadi perbedaan besar *mass flow steam* yang signifikan. Perbedaan ini disebabkan perubahan nilai kalor bahan bakar dan efisiensi boiler yang lebih besar, sehingga dengan jumlah konsumsi bahan bakar sama jumlah *steam* yang diproduksi akan lebih banyak. Untuk menghasilkan daya net output rendah maka

pada kondisi aktual dilakukan penceratan pada *main steam*. Besar penceratan dapat dicari dengan mencari selisih *mass flow* pada *main steam* data aktual dan data hasil simulasi dengan mengikuti daya output data aktual pada tabel 4.6.



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Mass Flow Steam ditiap pembebanan dari Simulasi, Heat Balance dan Data Aktual Operasi

Hasil simulasi pada Cycle-Tempo berupa nilai efisiensi siklus, energi panas total dan daya net output pada pembangkit ditiap pembebanan. Hasil simulasi mengikuti *heat balance* pada tabel 4.5 tidak bisa digunakan untuk dibandingkan dengan data aktual karena adanya perbedaan dari daya yang dihasilkan pada pembebanan rendah. Agar dapat membandingkan efisiensi siklus pembangkit dengan parameter daya net output yang sama, maka dilakukan simulasi dengan mengatur daya net output mengikuti data aktual operasi pembangkit pada pembebanan rendah kemudian disatukan dan diurutkan berdasarkan daya output yang dihasilkan.

Hasil akhir dari simulasi berupa nilai efisiensi siklus, energi panas total dan daya net output pada pembangkit ditiap pembebanan berupa daya output mengikuti data *heat balance* seperti pada tabel 4.4 dan mengikuti data aktual pada

pembebanan rendah pada tabel 4.8. Hasil dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung konsumsi bahan bakar dan *heat rate* pembangkit. Setelah mendapatkan nilai konsumsi bahan bakar dan *heat rate* hasil simulasi, maka langkah selanjutnya adalah membuat analisa untuk menghitung nilai efisiensi siklus, konsumsi bahan bakar dan *heat rate* pembangkit pada data diagram *heat balance* dan data aktual operasi pembangkit. Hasil dari analisa digunakan untuk membandingkan hasil dari simulasi Cycle-Tempo dengan data diagram *heat balance* dan data aktual operasi. Data yang digunakan untuk analisa adalah data diagram *heat balance* dan data aktual operasi pada tiap pembebanan seperti pada data terlampir.

Tabel 4.7 Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar, Nilai Kalor dan Efisiensi Boiler dari Hasil Simulasi dan Data Aktual Pembangkit

Beban	Cycle-Tempo			Data Aktual Operasi			a vs d	b vs e	c vs f
	\dot{m} fuel (a)	HHV (b)	η_{boiler} (c)	\dot{m} fuel (d)	HHV (e)	η_{boiler} (f)			
35%	40.6 kg/s	20903.3 kJ/kg	89.0%	44.4 kg/s	21154.3 kJ/kg	98.3%	9%	1%	9%
50%	56.2 kg/s	20903.3 kJ/kg	85.4%	59.9 kg/s	21154.3 kJ/kg	99.4%	6%	1%	14%
75%	82.0 kg/s	20903.3 kJ/kg	84.4%	82.8 kg/s	20903.3 kJ/kg	83.9%	1%	0%	-1%
100%	107 kg/s	20903.3 kJ/kg	83.5%	107.6 kg/s	20903.3 kJ/kg	85.3%	0%	0%	2%
105%	109 kg/s	20903.3 kJ/kg	82.6%	106.2 kg/s	20903.3 kJ/kg	86.0%	3%	0%	4%

Langkah awal dalam melakukan analisa pada data *heat balance* dan aktual operasi adalah mencari nilai enthalpy dan *mass flow steam* di tiap komponen. Nilai enthalpy pada data aktual operasi didapatkan dengan mencari pada tabel termodinamika properties air. Setelah mendapatkan nilai enthalpy dan *mass flow steam* pada data *heat balance* dan aktual operasi, maka perhitungan efisiensi siklus dapat dilakukan. Konsumsi bahan bakar hasil simulasi dan *heat balance* dapat dicari dengan menggunakan data efisiensi boiler desain di tiap pembebanan seperti pada tabel 4.1. Perhitungan *heat rate* dapat dilakukan dengan data nilai kalor atas dan konsumsi batubara dari hasil simulasi, *heat balance* dan aktual operasi pembangkit. Berikut adalah perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai

efisiensi, *heat rate* dan konsumsi pembangkit dari hasil simulasi, diagram *heat balance* dan data operasi aktual pembangkit di setiap pembebanan.

Tabel 4.8 Hasil Simulasi pada Pembebanan Rendah Berdasarkan Daya Output *Heat Balance* dan Aktual

Beban	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Energi Panas Total ($\sum \dot{Q}_{in-cycle}$)	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$)	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)
35%	271.6 MW	717.0 MW	42.6%	37.89%
	287.5 MW	755.9 MW	42.6%	38.04%
50%	398.1 MW	987.3 MW	44.2%	40.32%
	404.7 MW	1002.7 MW	44.2%	40.36%

- Perhitungan efisiensi siklus pembangkit (η_{cycle})

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\sum \dot{Q}_{in-cycle}}$$

$$\eta_{cycle}$$

$$= \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{boiler}(h_{out} - h_{in}) + \dot{m}_{reheater}(h_{out} - h_{in})}$$

pada beban 100% diagram *heat balance*

$$= \frac{815 \text{ MW}}{730.65 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3306.6 - 1272.1) \text{ kJ/kg} + 602.8 \text{ kg/s} (3590.5 - 2939.1) \text{ kJ/kg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1000 \text{ kW}}$$

$$= 43.65\%$$

pada beban 100% data aktual operasi

$$= \frac{817.67 \text{ MW}}{747.57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3318 - 1276) \text{ kJ/kg} + 615.15 \text{ kg/s} (3591 - 2953) \text{ kJ/kg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1000 \text{ kW}}$$

$$= 42.61\%$$

- Perhitungan konsumsi bahan bakar (\dot{m}_f)

$$\dot{m}_f = \frac{\sum \dot{Q}_{\text{in-cycle}}}{\eta_{\text{Boiler}} \times \text{HHV}}$$

pada beban 100% diagram *heat balance*

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{\dot{m}_{\text{boiler}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) + \dot{m}_{\text{reheater}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}})}{\eta_{\text{Boiler}} \times \text{HHV}} \\ &= \frac{730.65 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3306.6 - 1272.1) \text{kJ/kg} + 602.8 \text{ kg/s} (3590.5 - 2939.1) \text{kJ/kg}}{86.7\% \times 20083.2 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

$$= 101.67 \text{ kg/s}$$

pada pembebanan 100% hasil simulasi

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{\sum \dot{Q}_{\text{in-cycle}}}{\eta_{\text{Boiler}} \times \text{HHV}} \\ &= \frac{1864298.62 \text{ kW}}{86.7\% \times 20083.2 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

$$= 100.86 \text{ kg/s}$$

- Perhitungan *heat rate* (HR)

$$\text{HR} = \frac{\dot{m}_f \times \text{HHV}}{\dot{W}_{\text{nett}}}$$

pada beban 100% pada diagram *heat balance*

$$= \frac{101.67 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20083.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{815 \text{ MW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1000 \text{ kW}}$$

$$= 9574 \text{ kJ/kWh}$$

pada beban 100% data aktual operasi

$$= \frac{107.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20903.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{815 \text{ MW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1000 \text{ kW}}$$

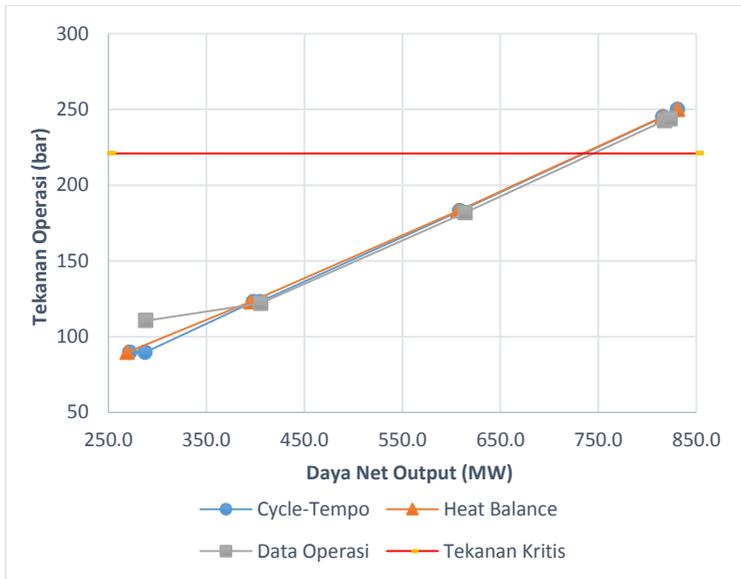
$$= 9899.8 \text{ kJ/kWh}$$

pada beban 100% hasil simulasi

$$= \frac{107 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20083.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{813.67 \text{ MW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1000 \text{ kW}}$$

$$= 9513.6 \text{ kJ/kWh}$$

4.4.1 Analisa Tekanan Operasi disetiap Pembebanan



Gambar 4.4 Grafik Tekanan Operasi terhadap Daya Net Output

Pada tugas akhir kali ini pembangkit dimodelkan dengan tipe pengoperasian *sliding pressure* dimana terdapat perubahan tekanan terhadap pembebanan yang beroperasi. Perubahan tekanan ini disebabkan oleh pompa *boiler feed pump* (BFP) yang di gerakkan oleh *steam turbine* (BFP turbine). *Mass flow steam* dan tekanan yang dihasilkan pompa dihasilkan putaran yang dihasilkan *steam turbine*. *Mass flow steam* yang digunakan untuk menggerakkan BFP turbine juga semakin meningkat terhadap kenaikan pembebanan yang beroperasi. Semakin tinggi beban yang dibangkitkan maka akan semakin banyak *mass flow steam* yang digunakan sehingga semakin tinggi pula tekanan yang beroperasi.

Gambar 4.4 menunjukkan perubahan tekanan yang beroperasi terhadap pembebanan. Trenline grafik menunjukkan tekanan yang beroperasi semakin naik berdasarkan pembebanan yang beroperasi. Hal ini menyebabkan adanya perubahan pada tingkat

keadaan *main steam* yang beroperasi dari *sub-critical* menjadi *supercritical*.

Tabel 4.9 Perbandingan Tekanan Operasi ditiap Pembebanan

Beban	Tekanan Operasi (P)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data Aktual (c)		
35%	89.7 bar	89.7 bar	110.6 bar	0.0%	18.9%
50%	123.0 bar	123.0 bar	121.9 bar	0.0%	-0.9%
75%	183.0 bar	183.0 bar	181.9 bar	0.0%	-0.6%
100%	245.0 bar	245.0 bar	242.6 bar	0.0%	-1.0%
105%	250.0 bar	250.0 bar	243.8 bar	0.0%	-2.5%

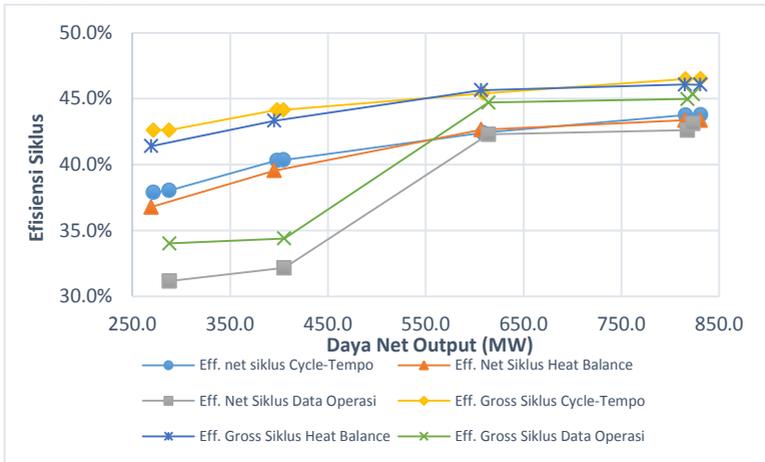
Beban	Data aktual		Cycle-Tempo		Deviasi
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Tekanan Operasi (P)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Tekanan Operasi (P)	
35%	288.1 MW	110.6 bar	287.5 MW	89.7 bar	18.9%
50%	405.4 MW	121.9 bar	404.7 MW	123.0 bar	-0.9%

Pada pembebanan 100% dan 105% tekanan yang beroperasi adalah sebesar 245 bar dan 250 bar seperti pada tabel 4.9. Tekanan yang beroperasi pada pembebanan 100% dan 105% masih berada diatas tekanan kritis yaitu 221 bar. Pada pembebanan rendah 35%, 50% dan 75% pembangkit beroperasi dengan tekanan dibawah tekanan kritis yaitu pada tekanan 183 bar, 123 bar dan 89.7 bar. Hal ini menyebabkan tingkat keadaan *main steam* yang beroperasi pada pembebanan rendah berada pada kondisi *sub-critical*. Dengan tipe pengoperasian *sliding pressure* maka pembangkit tidak sepenuhnya beroperasi pada tingkat keadaan *supercritical*. Pada pembebanan 35%, 50% dan 75% pembangkit masih beroperasi dengan tingkat keadaan *sub-critical* sedangkan pada pembebanan 100% dan 105% pembangkit beroperasi dengan tingkat keadaan *supercritical*.

4.4.2 Analisa Efisiensi Siklus Pembangkit

Gambar 4.5 merupakan grafik efisiensi siklus hasil simulasi dan hasil perhitungan data diagram *heat balance* serta data aktual

operasi disetiap pembebanan, dimana pembebanan yang beroperasi ditunjukkan oleh besar daya net output yang dihasilkan. Efisiensi siklus yang dibandingkan pada grafik meliputi efisiensi net siklus dan efisiensi gross siklus seperti pada tabel 4.10



Gambar 4.5 Grafik Efisiensi Siklus Pembangkit terhadap Daya Net Output

Tabel 4.10 Efisiensi Siklus, Konsumsi Bahan Bakar *Heat Rate* disetiap pembebanan dari Hasil Simulasi, *Heat Balance* dan Data Operasi

Beban	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$)	Konsumsi Bahan Bakar (\dot{m}_f)	Heat Rate (HR)
35%	271.6 MW	37.89%	42.6%	40.6 kg/s	10813.0 kJ/kWh
50%	388.3 MW	39.33%	44.2%	56.2 kg/s	10464.5 kJ/kWh
75%	608.6 MW	42.42%	45.4%	82.0 kg/s	9745.0 kJ/kWh
100%	815.9 MW	43.76%	46.5%	107.1 kg/s	9488.2 kJ/kWh
105%	831.0 MW	43.78%	46.5%	109.0 kg/s	9486.4 kJ/kWh

Trenline grafik diatas menunjukkan efisiensi siklus pembangkit terus meningkat seiring dengan meningkatnya

pembebanan yang beroperasi. Tren grafik diatas sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu semakin kecil pembebanan yang beroperasi maka semakin kecil nilai efisiensi siklus pembangkit. Hal ini terjadi karena keadaan setiap komponen pada pembangkit yang seharusnya didesain bekerja optimal pada pembebanan 100% hanya bekerja dibawah beban maksimumnya. Efisiensi dari komponen juga akan menurun seperti pada tabel 4.11. Tabel 4.11 merupakan contoh efisiensi salah satu komponen pembangkit disetiap pembebanan.

Tabel 4.11 Efisiensi turbin disetiap pembebanan

Beban	Efisiensi Isentropis	
	HP- Turbin	IP - Turbin
35%	87.0%	89.2%
50%	87.6%	90.7%
75%	88.3%	91.8%
100%	89.0%	93.4%
105%	89.3%	93.4%

Gambar 4.5 menunjukkan pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat deviasi yang signifikan pada efisiensi net siklus maupun pada efisiensi gross siklus. Deviasi yang signifikan terjadi pada pembebanan 288 MW dan 405 MW dari hasil simulasi terhadap data aktual operasi yaitu sebesar 22% dan 25.4% pada efisiensi net siklus dan sebesar 25.3% dan 28.3% pada efisiensi gross siklus. Deviasi yang signifikan ini disebabkan nilai *mass flow steam* pada data aktual operasi pembangkit lebih besar dibandingkan dengan hasil simulasi dengan daya neto output sama yaitu 288 MW dan 405 MW seperti pada tabel 4.6.

Tabel 4.12 Perbandingan Hasil Perhitungan Efisiensi Nett Siklus pada Diagram *Heat Balance* dan Data Aktual Operasi dengan Hasil Simulasi

Beban	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data aktual (c)		

35%	37.9%	36.8%	31.2%	-3.0%	-21.5%
50%	40.3%	39.5%	32.2%	-2.0%	-25.3%
75%	42.4%	42.6%	42.3%	0.5%	-0.3%
100%	43.8%	43.4%	42.6%	-0.9%	-2.7%
105%	43.8%	43.4%	43.1%	-1.0%	-1.6%

Beban	Data aktual		Cycle-Tempo		Deviasi
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Efisiensi Nett Siklus ($\eta_{Nett-Cycle}$)	
35%	288.1 MW	31.2%	287.5 MW	38.0%	-22.0%
50%	405.4 MW	32.2%	404.7 MW	40.4%	-25.4%

Tabel 4.13 Perbandingan Hasil Perhitungan Efisiensi Gross Siklus pada Diagram *Heat Balance* dan Data Aktual Operasi dengan Hasil Simulasi

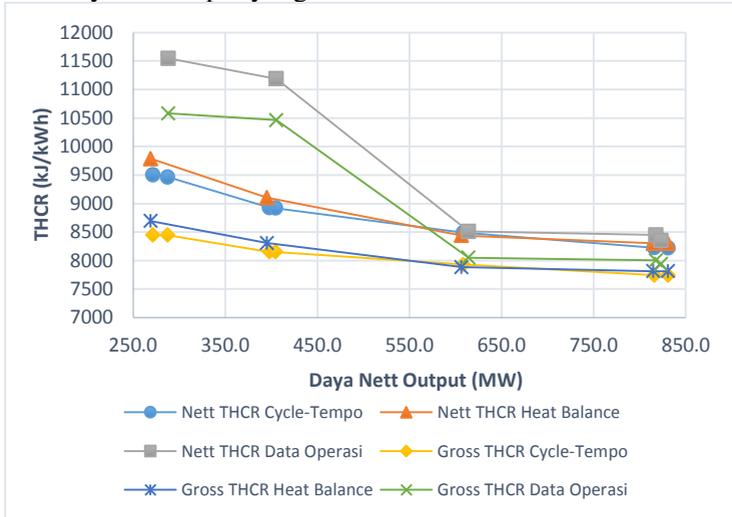
Beban	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data aktual (c)		
35%	42.6%	41.4%	34.0%	-2.9%	-21.7%
50%	44.2%	43.3%	34.4%	-1.9%	-25.9%
75%	45.4%	45.7%	44.7%	0.6%	-2.1%
100%	46.5%	46.1%	45.0%	-0.9%	-2.4%
105%	46.5%	46.1%	45.3%	-1.0%	-1.6%

Beban	Data aktual		Cycle-Tempo		Deviasi a vs b
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$) (a)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Efisiensi Gross Siklus ($\eta_{Gross-Cycle}$) (b)	
35%	288.1 MW	34.0%	287.5 MW	42.6%	-25.3%
50%	405.4 MW	34.4%	404.7 MW	44.2%	-28.3%

4.4.3 Analisa Turbine Cycle Heat Rate

Gambar 4.6 merupakan grafik hasil perhitungan *turbine cycle heat rate* pembangkit hasil simulasi, diagram *heat balance*

dan data aktual operasi disetiap pembebanan. Trenline grafik menunjukkan *turbine cycle heat rate* (TCHR) pembangkit terus menurun seiring dengan meningkatnya pembebanan yang beroperasi, dimana pembebanan yang beroperasi ditunjukkan oleh besar daya net output yang dihasilkan.



Gambar 4.6 Grafik *Turbine Cycle Heat Rate* Pembangkit terhadap *Daya Net Output*

Trenline grafik pada gambar 4.6 sesuai dengan teori yang ada yaitu besar *turbine cycle heat rate* berbanding terbalik dengan efisiensi siklus. Semakin kecil efisiensi siklus pembangkit maka akan semakin besar nilai energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik. Semakin kecil efisiensi siklus pembangkit yang dihasilkan maka energi yang terserap akan semakin sedikit, sehingga` diutuhkan energi panas yang lebih besar lagi untuk menghasilkan energi listrik.

Tabel 4.14 Perbandingan Hasil Perhitungan *Nett Turbine Cycle Heat Rate* pada Diagram *Heat Balance* dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi

Beban	Nett Turbin Cycle Heat Rate (Nett THCR)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data aktual (c)		
35%	9501.4 kJ/kWh	9787.3 kJ/kWh	11547.3 kJ/kWh	2.9%	17.7%
50%	8928.2 kJ/kWh	9103.3 kJ/kWh	11188.9 kJ/kWh	1.9%	20.2%
75%	8487.0 kJ/kWh	8441.5 kJ/kWh	8511.6 kJ/kWh	-0.5%	0.3%
100%	8226.3 kJ/kWh	8300.9 kJ/kWh	8449.0 kJ/kWh	0.9%	2.6%
105%	8223.8 kJ/kWh	8302.9 kJ/kWh	8350.9 kJ/kWh	1.0%	1.5%

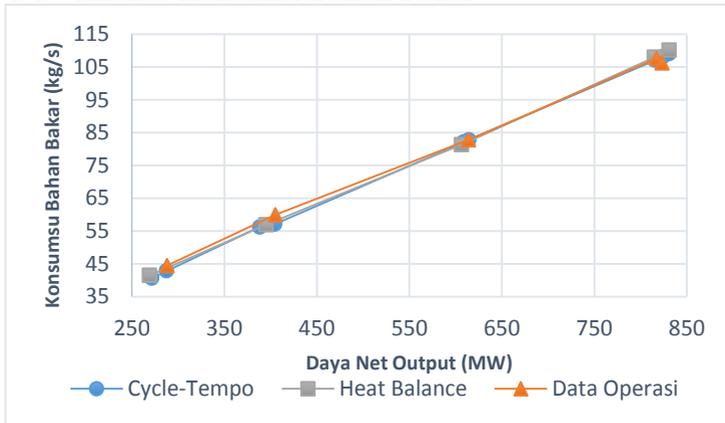
Beban	Data aktual		Cycle-Tempo		Deviasi a vs b
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Nett THCR (a)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Nett THCR (b)	
35%	288.1 MW	9463.1 kJ/kWh	287.5 MW	11547.3 kJ/kWh	18.0%
50%	405.4 MW	8919.6 kJ/kWh	404.7 MW	11188.9 kJ/kWh	20.3%

Grafik pada gambar 4.6 menunjukkan pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat deviasi yang signifikan dari *turbine cycle heat rate* aktual pembangkit terhadap *turbine cycle heat rate* hasil simulasi dan diagram *heat balance*. Deviasi yang terjadi pada *nett* TCHR adalah sebesar 18% dan 20% dan pada *gross* TCHR adalah sebesar 20% dan 22% dari hasil simulasi terhadap data aktual dengan daya net output sebesar 288 MW dan 405 MW seperti pada tabel 4.14 dan tabel 4.15. Deviasi yang signifikan ini disebabkan adanya penurunan nilai efisiensi siklus pada pembebanan rendah yang diakibatkan oleh adanya sejumlah *steam* yang dicerat pada pembebanan rendah aktual pembangkit. Tabel 4.15 Perbandingan Hasil Perhitungan *Gross Turbine Cycle Heat Rate* pada Diagram *Heat Balance* dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi

Beban	Gross Turbin Cycle Heat Rate (Gross THCR)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data aktual (c)		
35%	8448.1 kJ/kWh	8693.6 kJ/kWh	10580.5 kJ/kWh	2.8%	20.2%
50%	8153.7 kJ/kWh	8308.4 kJ/kWh	10463.2 kJ/kWh	1.9%	22.1%
75%	7929.0 kJ/kWh	7884.9 kJ/kWh	8052.1 kJ/kWh	-0.6%	1.5%
100%	7743.4 kJ/kWh	7813.0 kJ/kWh	8003.6 kJ/kWh	0.9%	3.3%
105%	7739.5 kJ/kWh	7813.9 kJ/kWh	7938.4 kJ/kWh	1.0%	2.5%

Beban	Data aktual		Cycle-Tempo		Deviasi a vs b
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Gross THCR (a)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Gross THCR (b)	
35%	288.1 MW	8446.9 kJ/kWh	287.5 MW	10580.5 kJ/kWh	20.2%
50%	405.4 MW	8153.8 kJ/kWh	404.7 MW	10463.2 kJ/kWh	22.1%

4.4.4 Analisa Konsumsi Bahan Bakar



Gambar 4.7 Grafik Konsumsi Bahan Bakar Pembangkit terhadap Daya Net Output

Gambar 4.7 merupakan grafik konsumsi bahan bakar pembangkit dari hasil simulasi, diagram *heat balance* dan data operasi disetiap pembebanan, dimana pembebanan yang beroperasi ditunjukkan oleh besar daya net output yang dihasilkan. Trenline grafik menunjukkan konsumsi bahan bakar

pembangkit terus meningkat seiring dengan meningkatnya pembebanan yang beroperasi.

Trenline grafik pada gambar 4.7 sudah sesuai teori yang ada yaitu energi panas yang dibutuhkan akan meningkat terhadap pembebanan yang beroperasi. Dengan jenis bahan bakar yang sama maka untuk menaikkan energi panas diperlukan jumlah bahan bakar yang lebih banyak sehingga bahan bakar yang dibutuhkan juga meningkat seiring meningkatnya energi panas yang dibutuhkan.

Tabel 4.16 Perbandingan Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar *Heat Balance* dan Data Aktual Operasi Dengan Hasil Simulasi.

Beban	Konsumsi Bahan Bakar (\dot{m}_f)			a vs b	a vs c
	Cycle-Tempo (a)	Heat Balance (b)	Data Aktual (c)		
35%	40.6 kg/s	41.5 kg/s	44.4 kg/s	2.0%	8.6%
50%	56.2 kg/s	56.9 kg/s	59.9 kg/s	1.2%	6.2%
75%	82.0 kg/s	81.3 kg/s	82.8 kg/s	-0.9%	0.9%
100%	107.1 kg/s	107.9 kg/s	107.6 kg/s	0.8%	0.5%
105%	109.0 kg/s	110.1 kg/s	106.2 kg/s	0.9%	-2.7%

beban	Data aktual		Cycle-Tempo		deviasi a vs b
	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Konsumsi Bahan Bakar (\dot{m}_f) (a)	Daya Net Output (\dot{W}_{net})	Konsumsi Bahan Bakar (\dot{m}_f) (b)	
35%	288.1 MW	44.4 kg/s	287.5 MW	41.2 kg/s	7.4%
50%	405.4 MW	59.9 kg/s	404.7 MW	54.8 kg/s	8.5%

Konsumsi bahan bakar hasil simulasi pada pembebanan 75%, 100% dan 105% telah valid terhadap data *heat balance* dan aktual operasi. Akan tetapi pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat deviasi yang cukup signifikan sebesar 7.4% dan 8.5% dari konsumsi bahan bakar hasil simulasi terhadap data

aktual dengan daya net output sama sebesar 288 MW dan 405 MW seperti pada tabel 4.16.

4.5 Analisa Pemodelan Pembangkit dengan Memasukkan Komponen Utama Boiler

4.5.1 Analisa Efisiensi Plant Pembangkit

Pemodelan ini memodelkan siklus rankine pembangkit berdasarkan diagram *heat balance* dengan memasukkan komponen utama dari boiler. Komponen utama boiler terdiri dari *economizer*, *wall tube*, *separator*, *superheater*, *reheater* dan *de-superheater*. Pemodelan ini juga meninjau proses pembakaran pada boiler dimulai dari input bahan bakar dan udara, kemudian terjadi reaksi pembakaran pada *burner* lalu menjadi *flue gas*, sampai akhirnya dibuang melalui *stack*.

Hasil dari pemodelan akan di lakukan variasi terhadap pembebanan yang beroperasi. Input data yang digunakan pada pemodelan adalah data konsumsi bahan bakar dan nilai kalor atas bahan bakar (HHV) ditiap pembebanan. Hasil dari variasi berupa efisiensi plant dan *plant heat rate* akan dibandingkan dengan data *heat balance* dan aktual operasi. Input data dari data *heat balance* berbeda dengan data aktual operasi. Untuk dapat membandingkan hasil secara setara, maka running yang dilakukan adalah running dengan input data berdasarkan data *heat balance* dan berdasarkan data aktual operasi. Tabel 4.17 dan tabel 4.18 merupakan perbandingan hasil simulasi terhadap *heat balance* dan perbandingan hasil simulasi terhadap data aktual.

Pemodelan dan simulasi ini tidak hanya meninjau siklus rankine pembangkit akan tetapi juga memperhitungkan pembakaran yang terjadi. Efisiensi yang dihitung oleh Cycle-Tempo adalah efisiensi besar daya net output pembangkit dibagi energi panas yang berasal dari bahan bakar. Input data pada pemodelan ini berupa konsumsi bahan bakar, HHV dan juga daya net output. Efisiensi yang dihitung adalah efisiensi keseluruhan plant

Perhitungan efisiensi pemodelan dengan komponen boiler:

$$\eta_{plant} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_f}$$

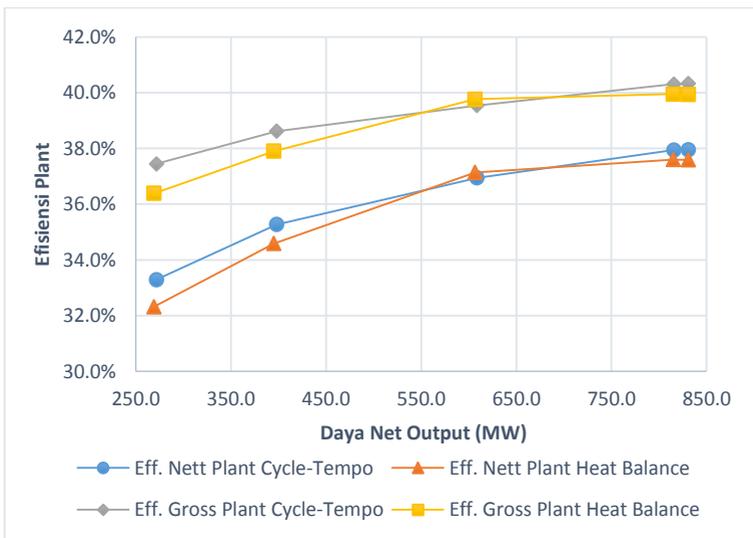
Dimana:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \times HHV = \frac{\dot{Q}_{Boiler}}{\eta_{Boiler}}$$

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{Boiler}}$$

Maka:

$$\eta_{plant} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times HHV} = \eta_{cycle} \times \eta_{Boiler}$$



Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Plant Hasil Simulasi dan Efisiensi Plant Heat Balance terhadap Daya Net Output

Gambar 4.8 merupakan grafik perbandingan efisiensi plant dari hasil simulasi dan data *heat balance* terhadap pembebanan yang beroperasi. Efisiensi plant yang dibandingkan meliputi

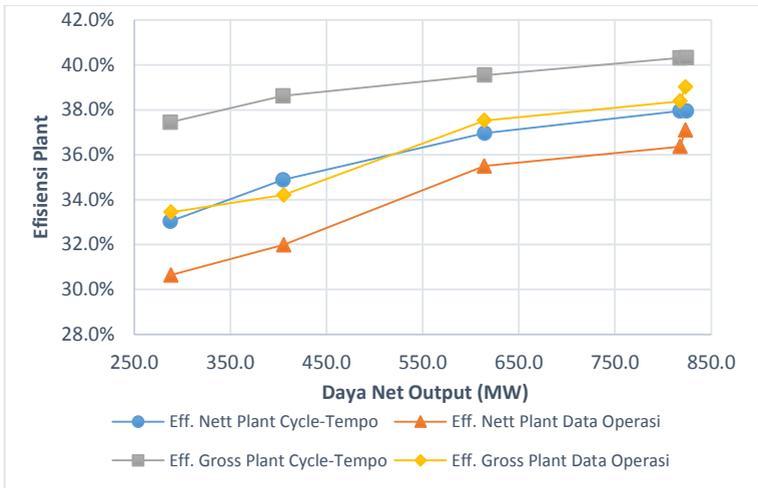
efisiensi gross plant dan efisiensi net plant, dimana nilai efisiensi net plant selalu lebih rendah dibandingkan nilai efisiensi gross plant dari hasil simulasi maupun data *heat balance*. Trenline grafik menunjukkan efisiensi pembangkit semakin meningkat berdasarkan pembebanan yang beroperasi.

Trenline grafik pada gambar 4.8 sudah sesuai dengan teori yaitu semakin besar pembebanan yang beroperasi maka akan semakin tinggi pula nilai efisiensi yang dihasilkan. Hal ini disebabkan pada pembebanan tinggi performa komponen bekerja maksimum sesuai kapasitas desainnya sehingga efisiensi komponen juga dalam keadaan maksimal. Devisasi dari efisiensi plant Cycle-Tempo terhadap data *heat balance* masih berada dibawah 5% pada setiap pembebanan seperti pada pada tabel 4.17.

Tabel 4.17 Efisiensi Plant Pembangkit Hasil Simulasi dan Perhitungan Data *Heat Balance*

Daya Net Output (W_{net})	Nilai kalor atas (HHV)	Cycle-Tempo		Heat Balance		a vs b	c vs d
		efisiensi net (a)	efisiensi gross (b)	efisiensi net (c)	efisiensi gross (d)		
271.6 MW	20083.2 kJ/kg	33.3%	37.4%	32.3%	36.4%	-3.0%	-2.9%
398.1 MW	20083.2 kJ/kg	35.3%	38.6%	34.6%	37.9%	-2.0%	-1.9%
608.6 MW	20083.2 kJ/kg	36.9%	39.5%	37.1%	39.8%	0.5%	0.6%
815.9 MW	20083.2 kJ/kg	37.9%	40.3%	37.6%	39.9%	-0.9%	-0.9%
831.0 MW	20083.2 kJ/kg	37.9%	40.3%	37.6%	39.9%	-1.0%	-1.0%

Gambar 4.9 merupakan grafik perbandingan efisiensi plant terhadap pembebanan dari hasil simulasi dan data data aktual operasi. Efisiensi plant yang dibandingkan meliputi efisiensi gross plant dan efisiensi net plant, dimana nilai efisiensi net plant selalu lebih rendah dibandingkan nilai efisiensi gross plant dari hasil simulasi maupun data aktual operasi. Trenline grafik menunjukkan efisiensi pembangkit semakin meningkat berdasarkan pembebanan yang beroperasi.



Gambar 4.9 Grafik Efisiensi Plant Hasil Simulasi dan Data Aktual terhadap Daya Net Output

Trenline grafik sudah sesuai dengan teori yaitu semakin besar pembebanan yang beroperasi maka semakin tinggi efisiensi yang dihasilkan. Hal ini disebabkan pada pembebanan tinggi performa komponen bekerja maksimum sesuai kapasitas desainnya sehingga efisiensi komponen juga dalam keadaan maksimal.

Tabel 4.18 Efisiensi Pembangkit Hasil Simulasi dan Perhitungan Data Aktual Operasi

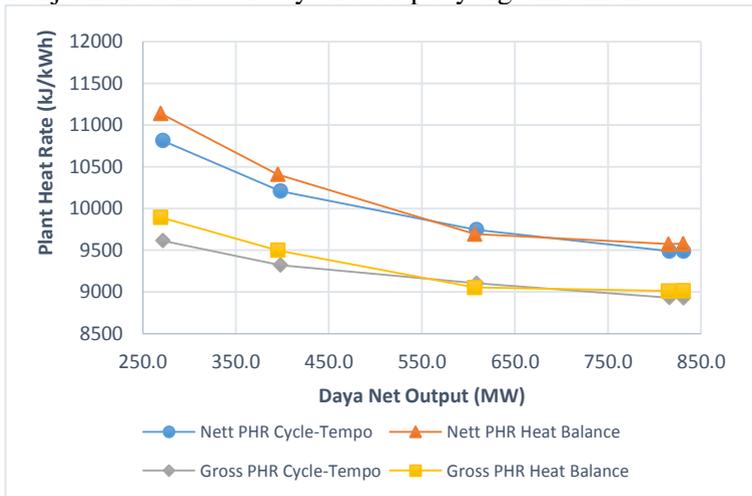
Daya Net Output (W_{net})	Nilai kalor atas (HHV)	Cycle-Tempo		Data Aktual		a vs b	c vs d
		efisiensi net (a)	efisiensi gross (b)	efisiensi net (c)	efisiensi gross (d)		
287.5 MW	21154.3 kJ/kg	33.0%	37.4%	30.6%	33.4%	-7.8%	-12.0%
404.7 MW	21154.3 kJ/kg	34.9%	38.6%	32.0%	34.2%	-9.1%	-12.9%
614.4 MW	20903.3 kJ/kg	37.0%	39.5%	35.5%	37.5%	-4.1%	-5.4%
817.8 MW	20903.3 kJ/kg	37.9%	40.3%	36.4%	38.4%	-4.4%	-5.0%
824.3 MW	20903.3 kJ/kg	37.9%	40.3%	37.1%	39.0%	-2.3%	-3.3%

Grafik pada gambar 4.9 menunjukkan bahwa efisiensi plant pembangkit hasil simulasi lebih besar dibandingkan efisiensi plant dari data aktual di setiap pembebanan. Perbedaan nilai *plant*

heat rate pembangkit juga semakin meingkat pada pembebanan 35% dan 50%. Deviasi yang terjadi pada efisiensi net plant dengan daya net output sebesar 288 MW dan 405 MW adalah sebesar 7.8% dan 9.1% sedangkan pada efisiesnsi gross plant deviasi yang terjadi adalah sebesar 12% dan 12.9% seperti pada tabel 4.18. Deviasi yang signifikan ini disebabkan penurunan nilai efisiensi siklus saat pembebanan rendah pada data aktual operasi pembangkit.

4.5.2 Analisa *Plant Heat Rate* Pembangkit

Gambar 4.10 merupakan grafik hasil perhitungan *plant heat rate* pembangkit dari hasil simulasi dan diagram *heat balance* disetiap pembebanan. *Plant heat rate* yang dibandingkan meliputi *nett plant heat rate* plant dan *gross plant heat rate*, dimana besar nilai *gross plant heat rate* selalu lebih rendah dibandingkan besar nilai *nett plant heat rate* plant dari hasil simulasi maupun data *heat balance*. Trenline grafik menunjukkan *heat rate* pembangkit semakin menurun seiring dengan meningkatnya pembebanan yang beroperasi, dimana pembebanan yang beroperasi ditunjukkan oleh besar daya net output yang dihasilkan.



Gambar 4.10 *Grafik Plant Heat Rate Hasil Simulasi dan Heat Balance terhadap Daya Net Output*

Trenline grafik pada gambar 4.10 sudah sesuai dengan teori bahwa besar *heat rate* berbanding terbalik dengan nilai efisiensi. Semakin besar efisiensi yang dihasilkan maka akan lebih sedikit pula energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan energi listrik. Sebaliknya, semakin kecil efisiensi plant pembangkit maka akan semakin besar nilai energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik. Semakin kecil efisiensi plant pembangkit yang dihasilkan maka *plant heat rate* yang dibutuhkan akan semakin besar.

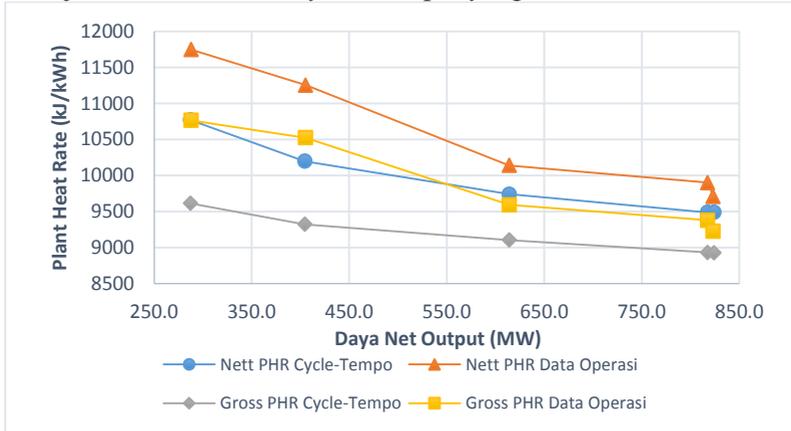
Grafik pada gambar 4.10 menunjukkan bahwa nilai *plant heat rate* hasil simulasi sudah mendekati nilai *plant heat rate* dari data *heat balance*. Perbandingan dari *nett plant heat rate* dan *gross plant heat rate* dari hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 4.19. Deviasi yang terjadi pada nilai *plant heat rate* antara hasil simulasi terhadap data *heat balance* masih di bawah 5% ditiap pembebanan.

Tabel 4.19 Perbandingan *Plant Heat Rate* Hasil Simulasi dan Data *Heat Balance*

Beban	Cycle-Tempo		Heat Balance		a vs b	c vs d
	Nett PHR (a)	Gross PHR (b)	Nett PHR (c)	Gross PHR (d)		
35%	10813.0 kJ/kWh	9614.3 kJ/kWh	11138.4 kJ/kWh	9893.7 kJ/kWh	2.9%	2.8%
50%	10207.2 kJ/kWh	9321.7 kJ/kWh	10407.4 kJ/kWh	9498.6 kJ/kWh	1.9%	1.9%
75%	9745.0 kJ/kWh	9104.4 kJ/kWh	9692.9 kJ/kWh	9053.7 kJ/kWh	0.5%	0.6%
100%	9488.3 kJ/kWh	8931.3 kJ/kWh	9574.3 kJ/kWh	9011.5 kJ/kWh	0.9%	0.9%
105%	9486.4 kJ/kWh	8927.8 kJ/kWh	9577.7 kJ/kWh	9013.6 kJ/kWh	1.0%	1.0%

Gambar 4.11 merupakan grafik hasil perhitungan *plant heat rate* pembangkit simulasi dan data aktual disetiap pembebanan. *Plant heat rate* yang dibandingkan meliputi *nett plant heat rate* plant dan *gross plant heat rate*, dimana besar nilai *gross plant heat rate* selalu lebih rendah dibandingkan besar nilai *nett plant heat rate* plant dari hasil simulasi maupun data data aktual operasi. Trenline grafik menunjukkan *heat rate* pembangkit

semakin menurun seiring dengan meningkatnya pembebanan yang beroperasi, dimana pembebanan yang beroperasi ditunjukkan oleh besar daya net output yang dihasilkan.



Gambar 4.11 Grafik Plant Heat Rate Hasil Simulasi dan Data Aktual terhadap Daya Net Output

Trenline grafik pada gambar 4.11 sudah sesuai dengan teori bahwa besar *heat rate* berbanding terbalik dengan nilai efisiensi. Semakin besar efisiensi yang dihasilkan maka akan akan lebih sedikit pula energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan energi listrik. Sebaliknya, semakin kecil efisiensi plant pembangkit maka akan semakin besar nilai energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik. Semakin kecil efisiensi plant pembangkit yang dihasilkan maka *plant heat rate* yang dibutuhkan akan semakin besar.

Tabel 4.20 Perbandingan *Plant Heat Rate* Hasil Simulasi dan Data Aktual Operasi

Beban	Cycle-Tempo		Heat Aktual		a vs b	c vs d
	Nett PHR (a)	Gross PHR (b)	Nett PHR (c)	Gross PHR (d)		
35%	10769.4 kJ/kWh	9613.0 kJ/kWh	11748.0 kJ/kWh	10764.4 kJ/kWh	8.3%	10.7%
50%	10197.3 kJ/kWh	9321.8 kJ/kWh	11254.3 kJ/kWh	10524.4 kJ/kWh	9.4%	11.4%
75%	9740.6 kJ/kWh	9104.1 kJ/kWh	10140.2 kJ/kWh	9592.7 kJ/kWh	3.9%	5.1%
100%	9487.1 kJ/kWh	8931.0 kJ/kWh	9899.8 kJ/kWh	9377.9 kJ/kWh	4.2%	4.8%
105%	9489.2 kJ/kWh	8927.6 kJ/kWh	9705.2 kJ/kWh	9225.8 kJ/kWh	2.2%	3.2%

Grafik pada gambar 4.11 menunjukkan bahwa *plant heat rate* aktual pembangkit lebih besar dibandingkan *plant heat rate* hasil simulasi. Perbedaan nilai *plant heat rate* pembangkit meingkat pada pembebanan 35% dan 50%. Deviasi yang terjadi pada *nett plant heat rate* adalah sebesar 8.3% dan 9.4% sedangkan pada *gross plant heat rate* adalah sebesar 10.7% dan 11.4% dengan daya net output sebesar 288 MW dan 405 MW seperti pada tabel 4.20. Perbedaan ini disebabkan penurunan nilai efisiensi siklus saat pembebanan rendah pada data operasi aktual pembangkit.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran A

- Data desain *heat balance* ditiap pembebanan
- Data aktual operasi pembangkit
- Hasil Simulasi Cycle-Tempo
- Efisiensi Komponen
- Perbandingan Tingkat Keadaan *Steam*

Lampiran B

- Diagram *Heat Balance* PLTU Paiton Unit 3
- Skema CCR PLTU Paiton Unit 3
- Pemodelan Pembangkit Listrik Tenaga Uap *Supercritical* pada Cycle-Tempo
 1. Pemodelan Siklus Rankine
 2. Pemodelan Pembangkit dengan Komponen Utama Boiler
- T-s Diagram Cycle-Tempo

Lampiran A

Data desain *heat balance* ditiap pembebanan

Pembebanan	\dot{W} nett	\dot{W} gross	eff boiler (η_{Boiler})	\dot{m} boiler	h(out) boiler	h(in) boiler	\dot{m} reheater	h(out) reheater	h(in) reheater
35%	269.2 MW	303.1 MW	87.9%	251.4 kg/s	3482.5 kJ/kg	992.4 kJ/kg	221.2 kg/s	3554.9 kJ/kg	3075.6 kJ/kg
50%	395.2 MW	433 MW	87.5%	349.5 kg/s	3447 kJ/kg	1073.6 kJ/kg	303.4 kg/s	3611.1 kJ/kg	3051.1 kJ/kg
75%	606.7 MW	649.5 MW	87.1%	523.7 kg/s	3379.8 kJ/kg	1183.4 kJ/kg	451.3 kg/s	3601 kJ/kg	2997.7 kJ/kg
100%	815 MW	865.9 MW	86.7%	730.6 kg/s	3306.6 kJ/kg	1272.1 kJ/kg	602.8 kg/s	3590.6 kJ/kg	2939.1 kJ/kg
105%	830.9 MW	882.9 MW	86.7%	748.7 kg/s	3300 kJ/kg	1279.3 kJ/kg	616.3 kg/s	3589.7 kJ/kg	2934.9 kJ/kg

Pembebanan	Mass Flow Steam BFP-Turbin (\dot{m}_{BFP-T})	Main Steam Pressure (P)	Daya Output		konsumsi bahan bakar (\dot{m}_f)
			\dot{W} nett	\dot{W} gross	
35%	13.7 kg/s	89.7 kg/s	269.2 MW	303.1 MW	41.5 kg/s
50%	18.7 kg/s	123 kg/s	395.2 MW	433.0 MW	56.9 kg/s
75%	27.4 kg/s	183 kg/s	606.7 MW	649.5 MW	81.3 kg/s
100%	37.3 kg/s	245 kg/s	815.0 MW	865.9 MW	107.9 kg/s
105%	38.1 kg/s	250 kg/s	830.9 MW	882.9 MW	110.1 kg/s

Data aktual operasi pembangkit

Pembebanan	\dot{W} nett	\dot{W} gross	\dot{m} boiler	h(out) boiler	h(in) boiler	\dot{m} reheater	h(out) reheater	h(in) reheater
35%	288.1 MW	314.5 MW	323.9 kg/s	3397 kJ/kg	1001 kJ/kg	283.7 kg/s	3533 kJ/kg	3011 kJ/kg
50%	405.4 MW	433.6 MW	449.6 kg/s	3440 kJ/kg	1092 kJ/kg	388.0 kg/s	3567 kJ/kg	3040 kJ/kg
75%	614.2 MW	649.3 MW	538.9 kg/s	3384 kJ/kg	1196 kJ/kg	455.3 kg/s	3604 kJ/kg	3004 kJ/kg
100%	817.7 MW	863.2 MW	747.6 kg/s	3318 kJ/kg	1276 kJ/kg	615.2 kg/s	3591 kJ/kg	2953 kJ/kg
105%	823.3 MW	866.1 MW	745.0 kg/s	3312 kJ/kg	1277 kJ/kg	615.2 kg/s	3591 kJ/kg	2951 kJ/kg

Pembebanan	\dot{W} nett	\dot{W} gross	konsumsi bahan bakar (\dot{m}_f)	Nilai kalor atas (HHV)
35%	288.1 MW	314.5 MW	44.4 kg/s	21154.3 kJ/kg
50%	405.4 MW	433.6 MW	59.9 kg/s	21154.3 kJ/kg
75%	614.2 MW	649.3 MW	82.8 kg/s	20903.3 kJ/kg
100%	817.7 MW	863.2 MW	107.6 kg/s	20903.3 kJ/kg
105%	823.3 MW	866.1 MW	106.2 kg/s	20903.3 kJ/kg

Hasil Simulasi Cycle-Tempo

- Berdasarkan *Heat Balance*

Pembebanan	\dot{W} nett	\dot{W} gross	eff boiler (η_{Boiler})	\dot{m} boiler	h(out) boiler	h(in) boiler	\dot{m} reheater	h(out) reheater	h(in) reheater
35%	271.6 MW	305.5 MW	87.87%	244.8 kg/s	3482.6 kJ/kg	983.4 kJ/kg	219.4 kg/s	3554.9 kJ/kg	3075.7 kJ/kg
50%	388.3 MW	435.9 MW	87.47%	343.6 kg/s	3447.4 kJ/kg	1068.7 kJ/kg	303.3 kg/s	3611.1 kJ/kg	3051.0 kJ/kg
75%	608.6 MW	651.5 MW	87.09%	528.4 kg/s	3380.0 kJ/kg	1182.9 kJ/kg	454.2 kg/s	3600.9 kJ/kg	2997.9 kJ/kg
100%	815.9 MW	866.7 MW	86.70%	723.1 kg/s	3306.1 kJ/kg	1273.6 kJ/kg	606.4 kg/s	3590.6 kJ/kg	2940.0 kJ/kg
105%	831.0 MW	883.0 MW	86.69%	739.3 kg/s	3299.9 kJ/kg	1280.0 kJ/kg	618.4 kg/s	3589.7 kJ/kg	2934.9 kJ/kg

- *Running* mengikuti data aktual

Pembebanan	\dot{W}_{nett}	\dot{W}_{gross}	eff boiler (η_{Boiler})	\dot{m} boiler	h(out) boiler	h(in) boiler	\dot{m} reheater	h(out) reheater	h(in) reheater
35%	287.5 MW	322.1 MW	87.87%	258.1 kg/s	3482.6 kJ/kg	983.4 kJ/kg	231.2 kg/s	3554.9 kJ/kg	3075.7 kJ/kg
50%	404.7 MW	442.7 MW	87.47%	349.0 kg/s	3447.4 kJ/kg	1068.7 kJ/kg	308.0 kg/s	3611.1 kJ/kg	3051.0 kJ/kg
75%	614.4 MW	657.3 MW	87.09%	533.1 kg/s	3380.0 kJ/kg	1182.9 kJ/kg	458.3 kg/s	3600.9 kJ/kg	2997.9 kJ/kg
100%	817.8 MW	868.7 MW	86.70%	724.7 kg/s	3306.1 kJ/kg	1273.6 kJ/kg	607.8 kg/s	3590.6 kJ/kg	2940.0 kJ/kg
105%	824.3 MW	876.2 MW	86.69%	733.6 kg/s	3299.9 kJ/kg	1280.0 kJ/kg	613.7 kg/s	3589.7 kJ/kg	2934.9 kJ/kg

Efisiensi Komponen

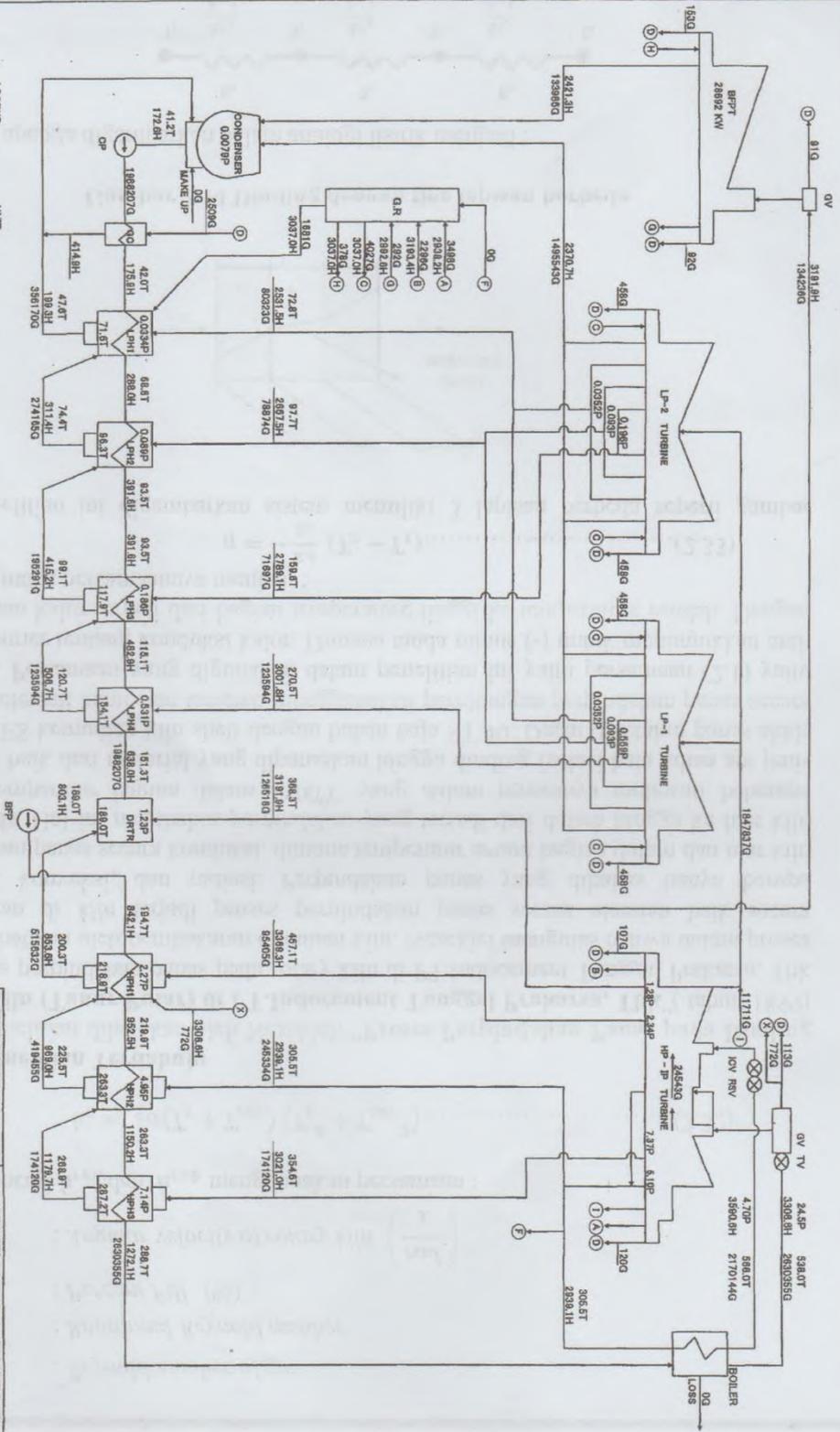
Komponen	Pembebanan				
	35%	50%	75%	100%	105%
HP Turbine	87.0%	87.6%	88.3%	89.0%	89.3%
LP Turbine	88.6%	88.6%	88.6%	88.6%	88.6%
IP Turbine	89.2%	90.7%	91.8%	93.4%	93.4%
BFP Turbine	83.1%	83.1%	83.1%	83.1%	83.1%
SW Pump	80.0%	80.0%	80.0%	80.0%	80.0%
BF Pump	56.9%	62.8%	74.5%	87.3%	86.3%
Condensate Pump	81.0%	81.0%	81.0%	81.0%	81.0%

Perbandingan Tingkat Keadaan *Steam*

	Parameter	Tingkat keadaan (unit)	Pembebanan				
			35%	50%	75%	100%	105%
Cycle-Tempo	Main Steam	Pressure (bar)	89.7	123	183	245	250
		Temperature (°C)	538	538	538	538	538
		Mass Flow (kg/s)	244.8	343.6	528.4	723.1	739.3
	Reheat Steam	Pressure (bar)	17.2	23.9	35.4	47	48
		Temperature (°C)	538	566	566	566	566
		Mass Flow (kg/s)	219.3	303.3	454.2	606.4	618.4
			35%	50%	75%	100%	105%
Heat Balance	Main Steam	Pressure (bar)	89.7	123	183	245	250
		Temperature (°C)	538	538	538	538	538
		Mass Flow (kg/s)	251.4	349.5	532.7	730.4	748.7
	Reheat Steam	Pressure (bar)	17.2	23.9	35.4	47	48
		Temperature (°C)	538	566	566	566	566
		Mass Flow (kg/s)	221.2	303.4	451.3	602.8	616.3
			35%	50%	75%	100%	105%
Data Operasi	Main Steam	Pressure (bar)	110.6	121.9	181.9	242.6	243.8
		Temperature (°C)	513.8	535.4	539.6	542.0	540.4
		Mass Flow (kg/s)	323.9	449.6	538.9	747.6	745.0
	Reheat Steam	Pressure (bar)	17.3	23.3	34.0	45.1	45.1
		Temperature (°C)	528.3	546.5	566.9	565.6	565.7
		Mass Flow (kg/s)	283.7	387.9	455.3	615.2	615.2

Lampiran B

- Diagram *Heat Balance* PLTU Paiton Unit 3
- Skema CCR PLTU Paiton Unit 3
- Pemodelan Pembangkit Listrik Tenaga Uap *Supercritical* pada Cycle-Tempo
 1. Pemodelan Siklus Rankine
 2. Pemodelan Pembangkit dengan Komponen Utama Boiler
- T-s Diagram Cycle-Tempo



LEGEND:
 T = Temperature
 H = Enthalpy
 Q = Flow

UNIT:
 °C
 kJ/kg
 kg/h

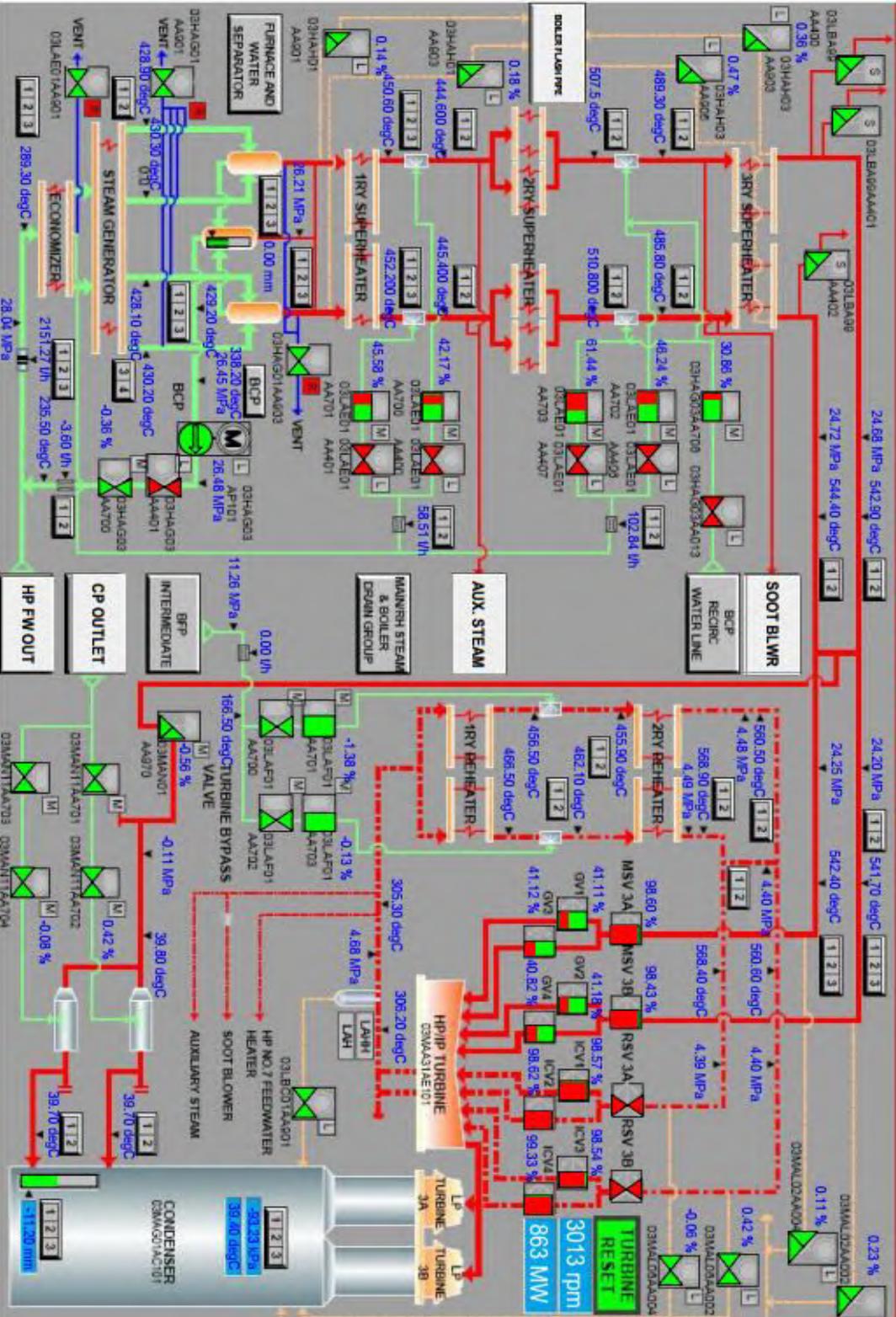
HEAT RATE = $\frac{2830356}{855600} \times (3306.6 - 1272.1) + 21701.44 \times (3990.6 - 2939.1)$

= 7813 kJ/MWH

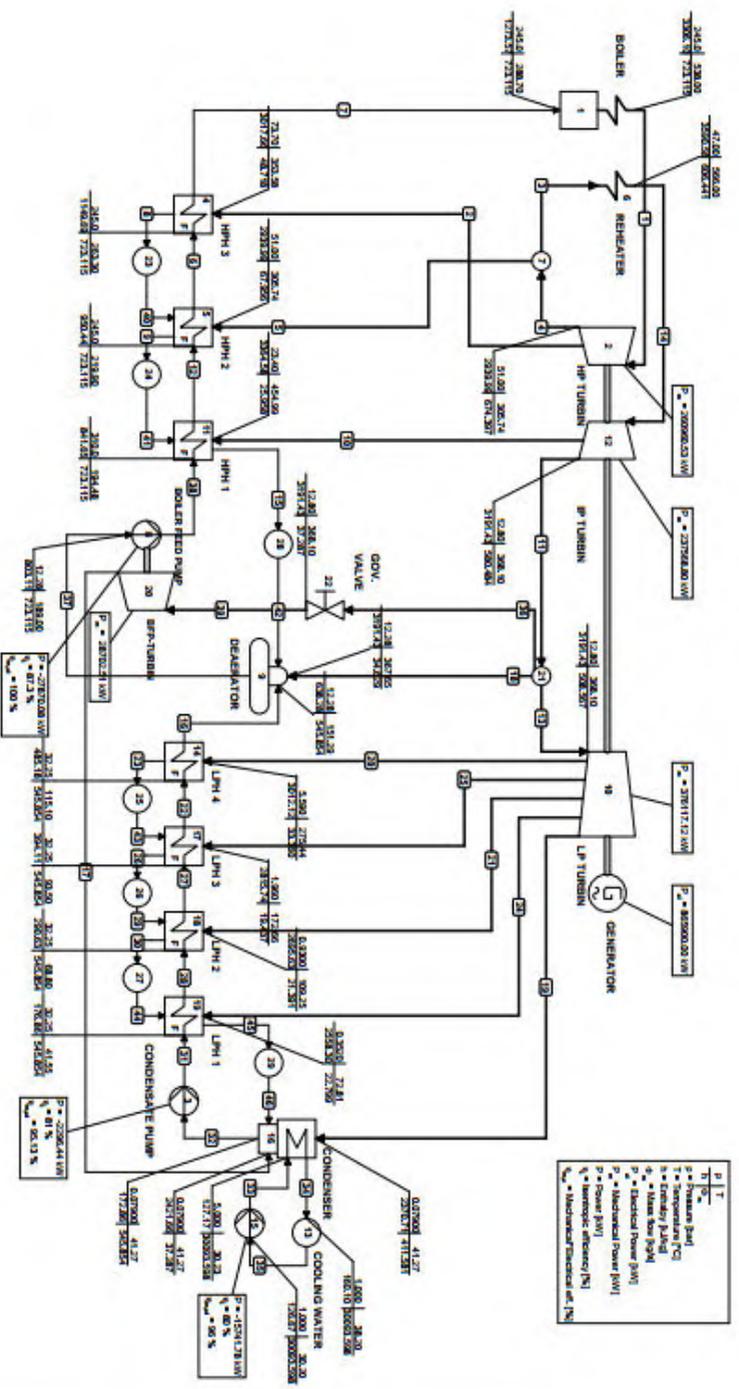
NOTE: CALCULATIONS ARE BASED ON H.P.M.S.-F371 FORMULATIONS OF STEAM TABLE.
 NOTE: CALCULATIONS ARE BASED ON NO RADIATION LOSSES FROM HEATERS OR EXTRACTION PIPINGS LOCATED IN CONDENSER NECK.

STEAM TURBINE ENGINEERING DEPT.	P#4 6208M HEAT BALANCE DIAGRAM FOR POWER PLANT
APPROV. <i>[Signature]</i>	DATE: 2007/08
CHKD. <i>[Signature]</i>	SCALE: NONE
DRAWN. <i>[Signature]</i>	ORDER NO. 2007008
SCALE: NONE	DWG. NO. TXH1A-0800172
HEAT BALANCE DIAGRAM	100% LOAD
(GROSS OUTPUT 865,900KW)	(QW=29.2°C, P.F.=0.98)
REVISION	DATE

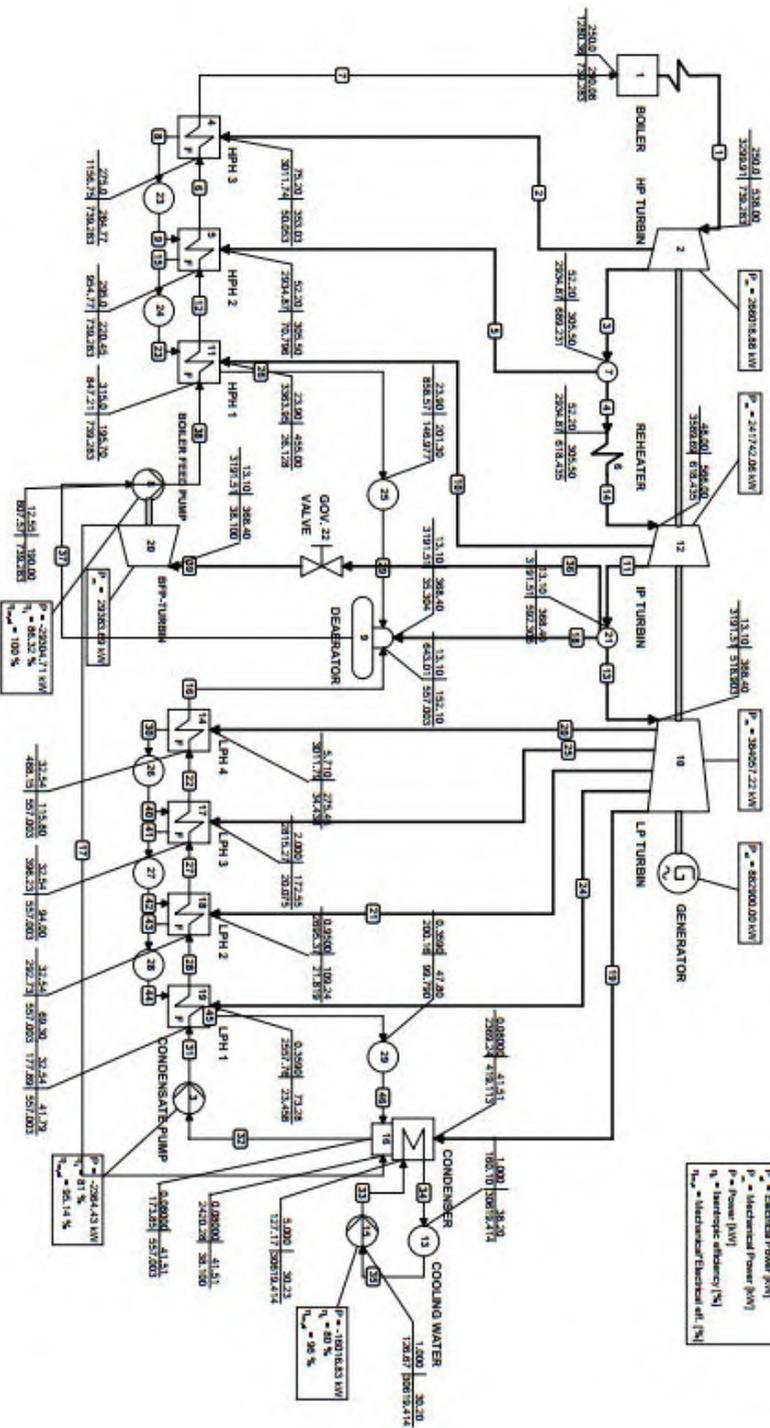
MAIN STEAM & START-UP SYSTEM



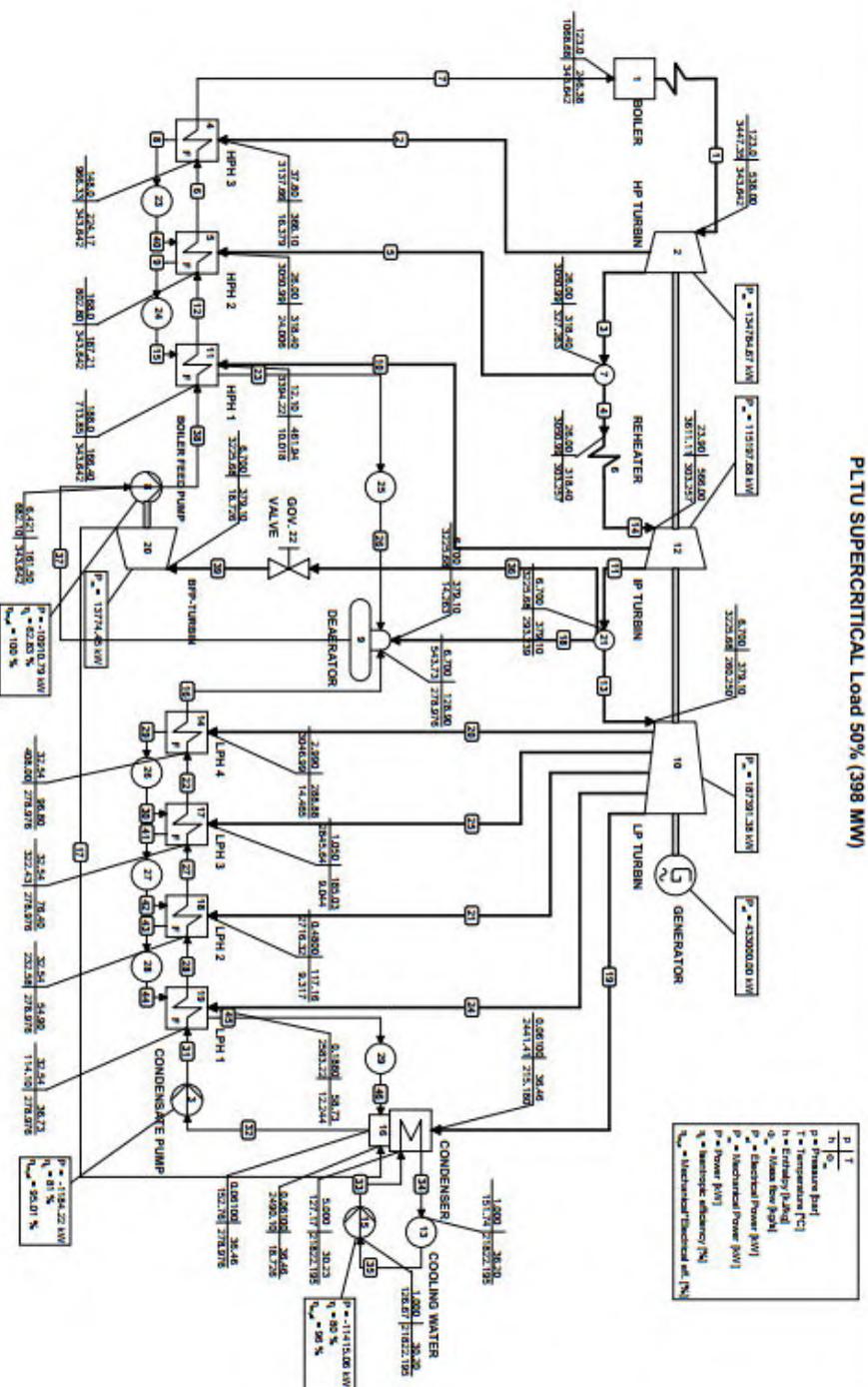
PLTU SUPERCRITICAL Load 100% (815 MW)



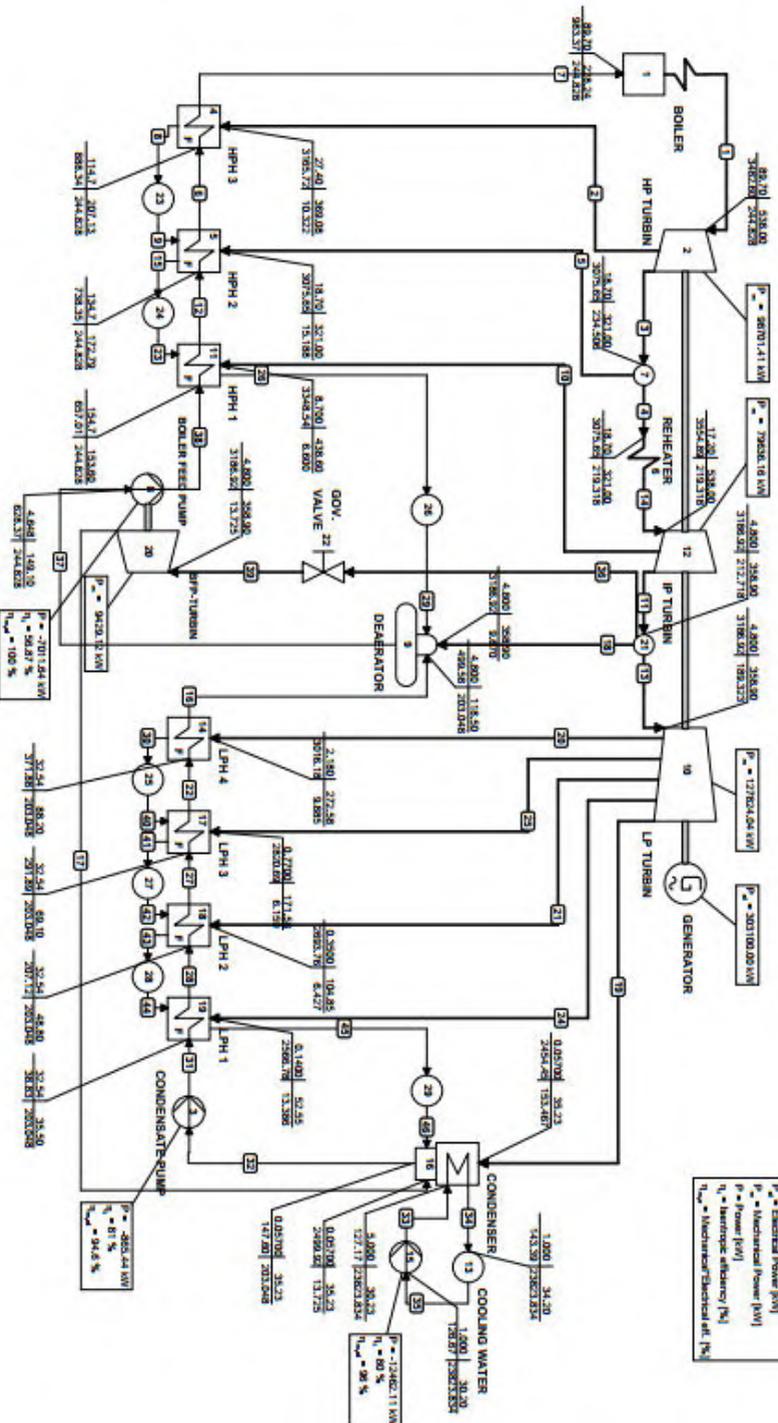
PLTU SUPERCRITICAL Load 105% (831 MW)



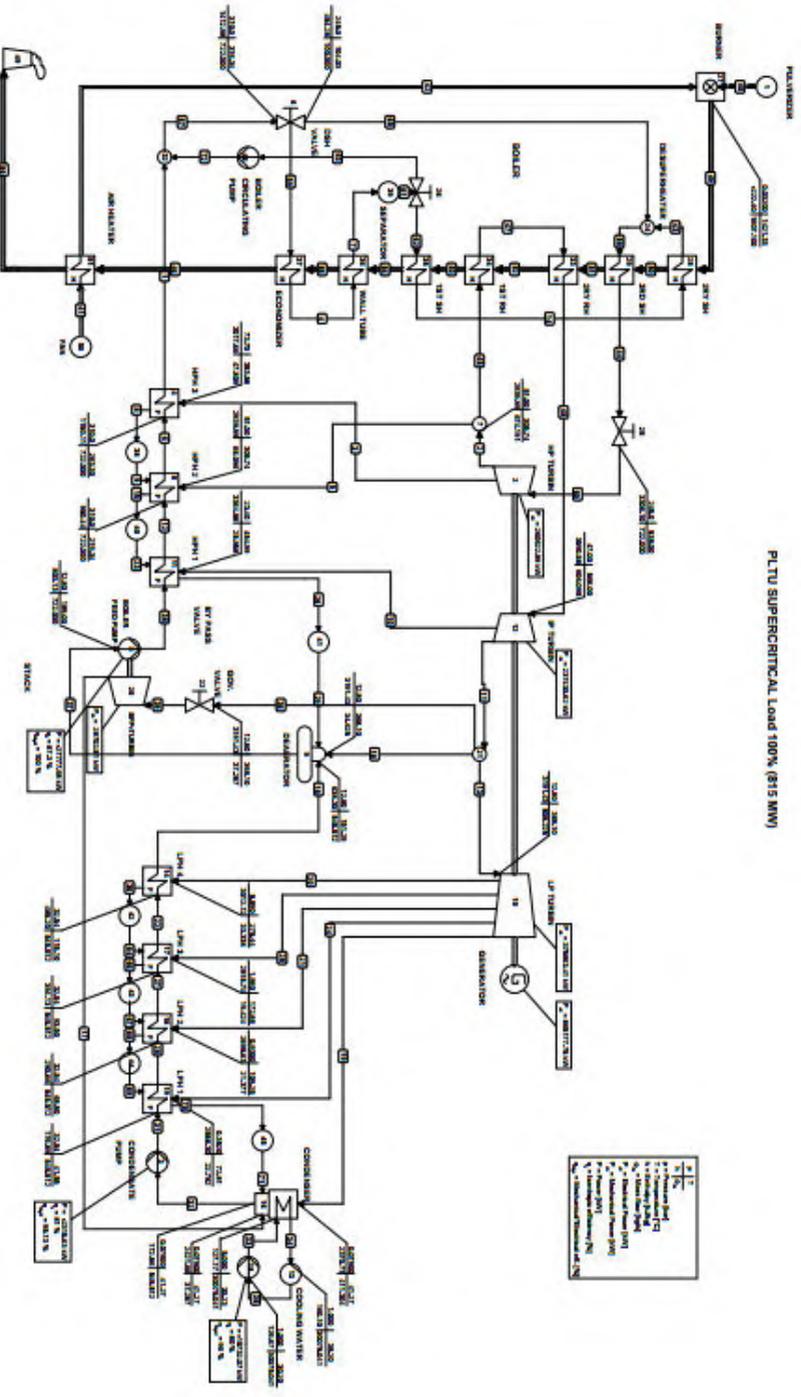
PLTU SUPERCRITICAL Load 50% (398 MW)



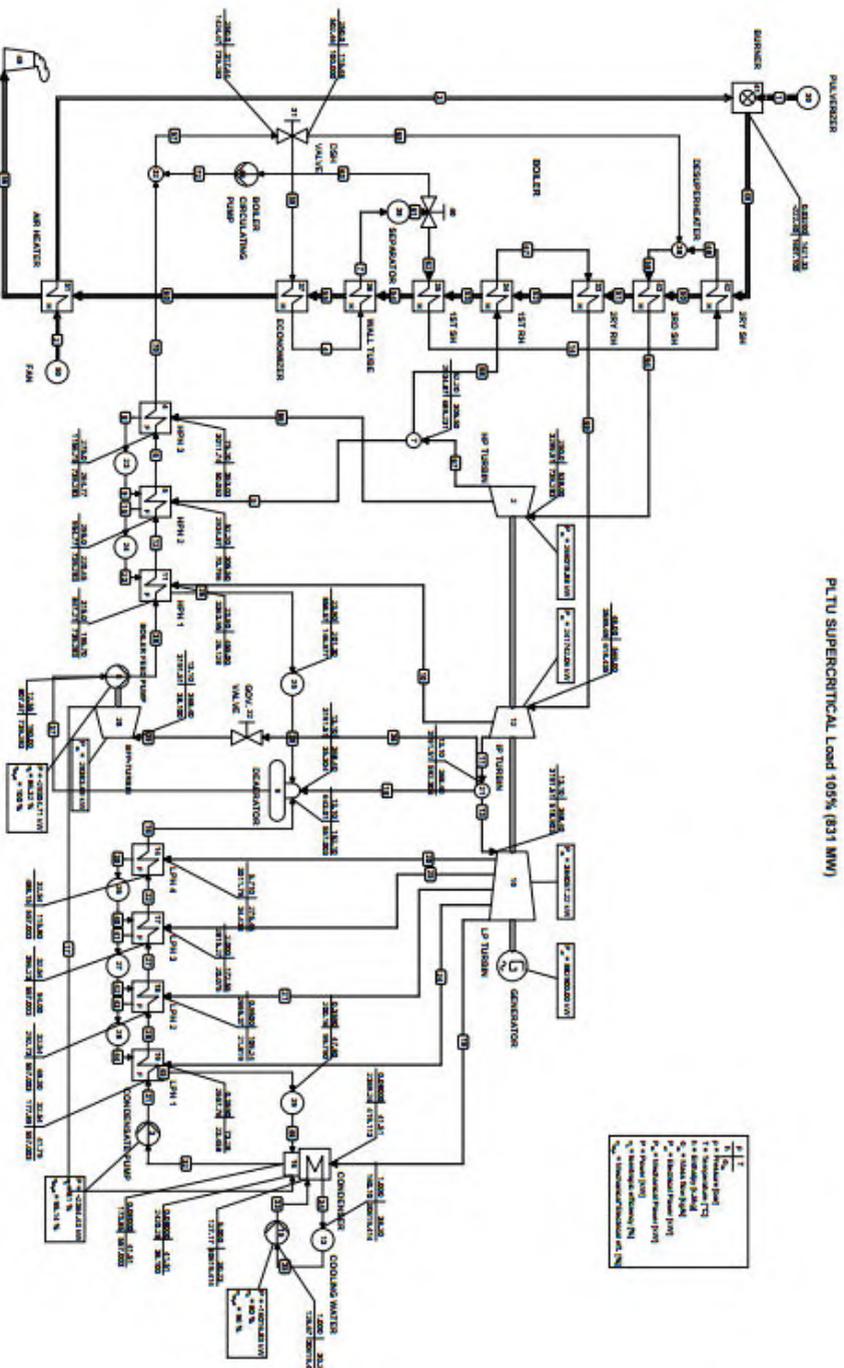
PLTU SUPERCRITICAL Load 35% (271 MW)



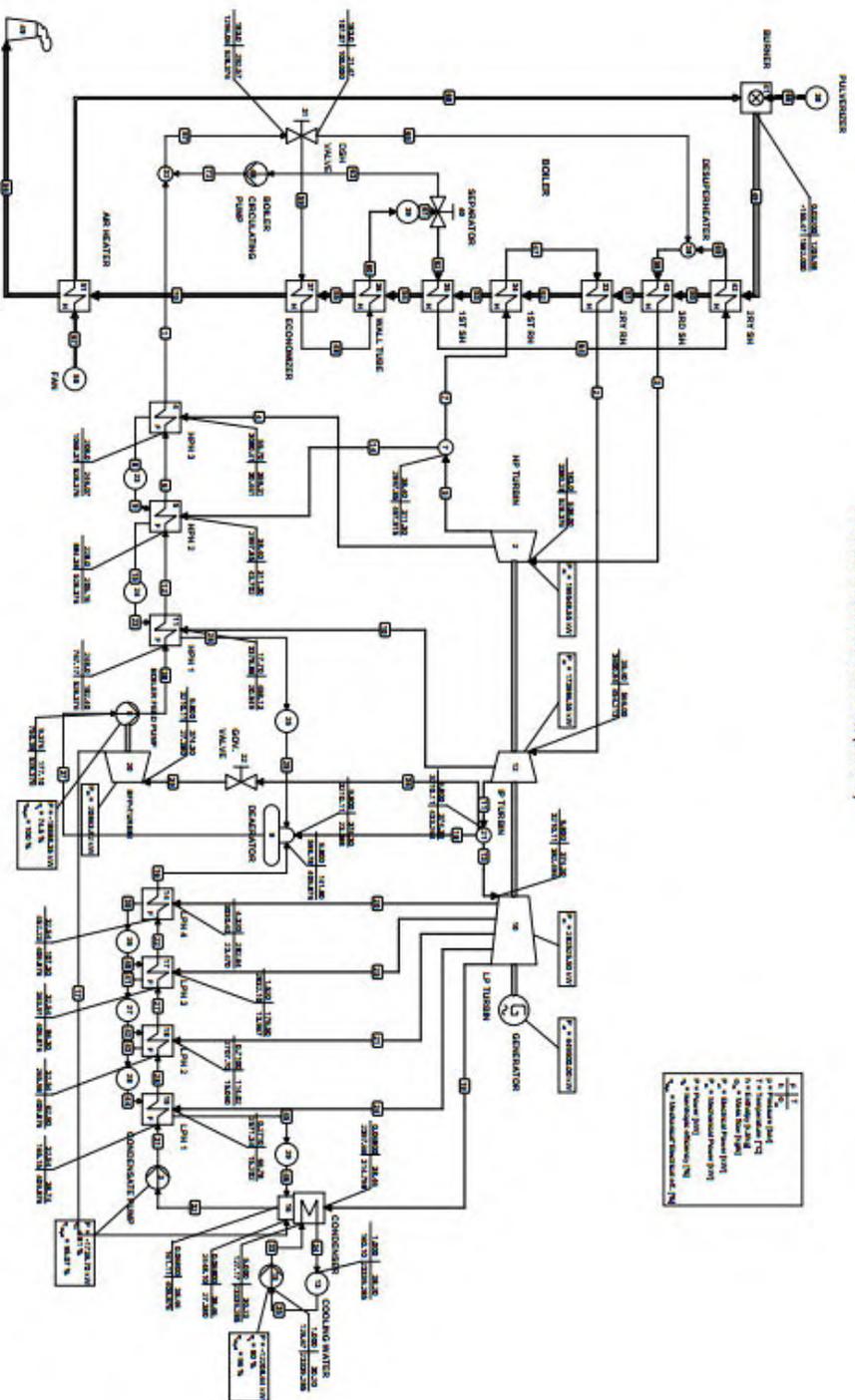
P	T
P	Pressure [bar]
T	Temperature [°C]
h	Enthalpy [kJ/kg]
Q	Heat flow [kW]
\dot{Q}	Heat flow [kg/s]
P_e	Electrical Power [kW]
P_m	Mechanical Power [kW]
η_e	Efficiency [%]
η_m	Mechanical efficiency [%]
η_{th}	Thermodynamic efficiency [%]



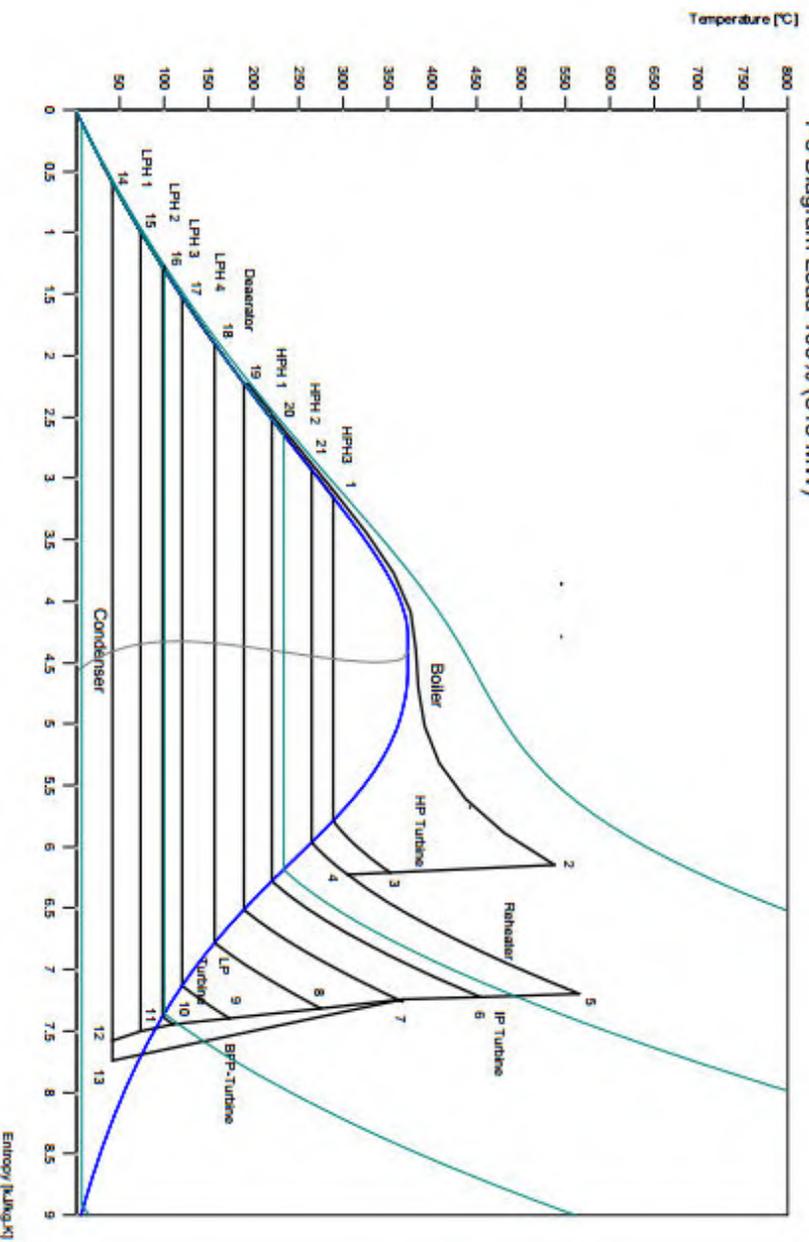
PLTU SUPERCRITICAL Load 100% (831 MW)



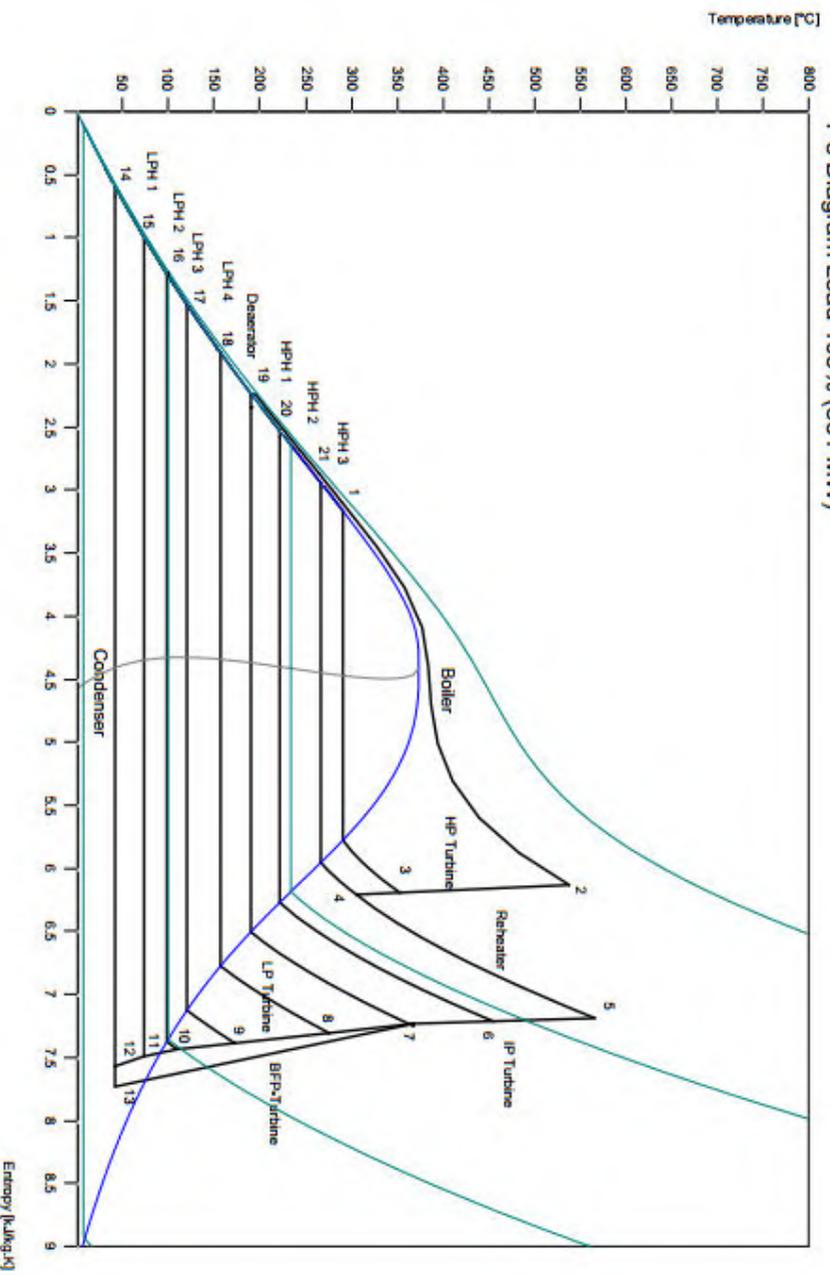
PLTU SUPERCRITICAL Load 75% (608 MW)



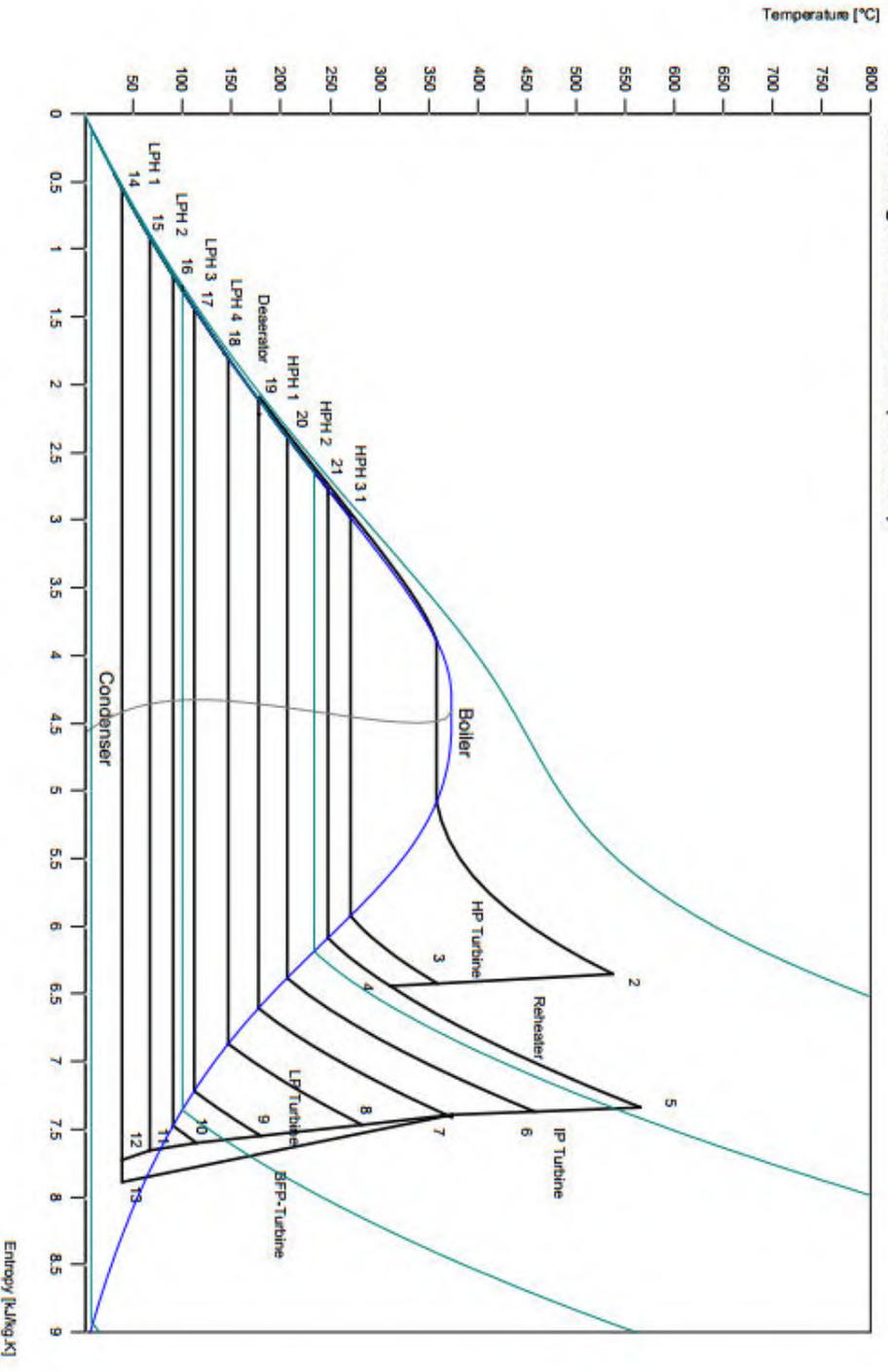
T-s Diagram Load 100% (815 MW)



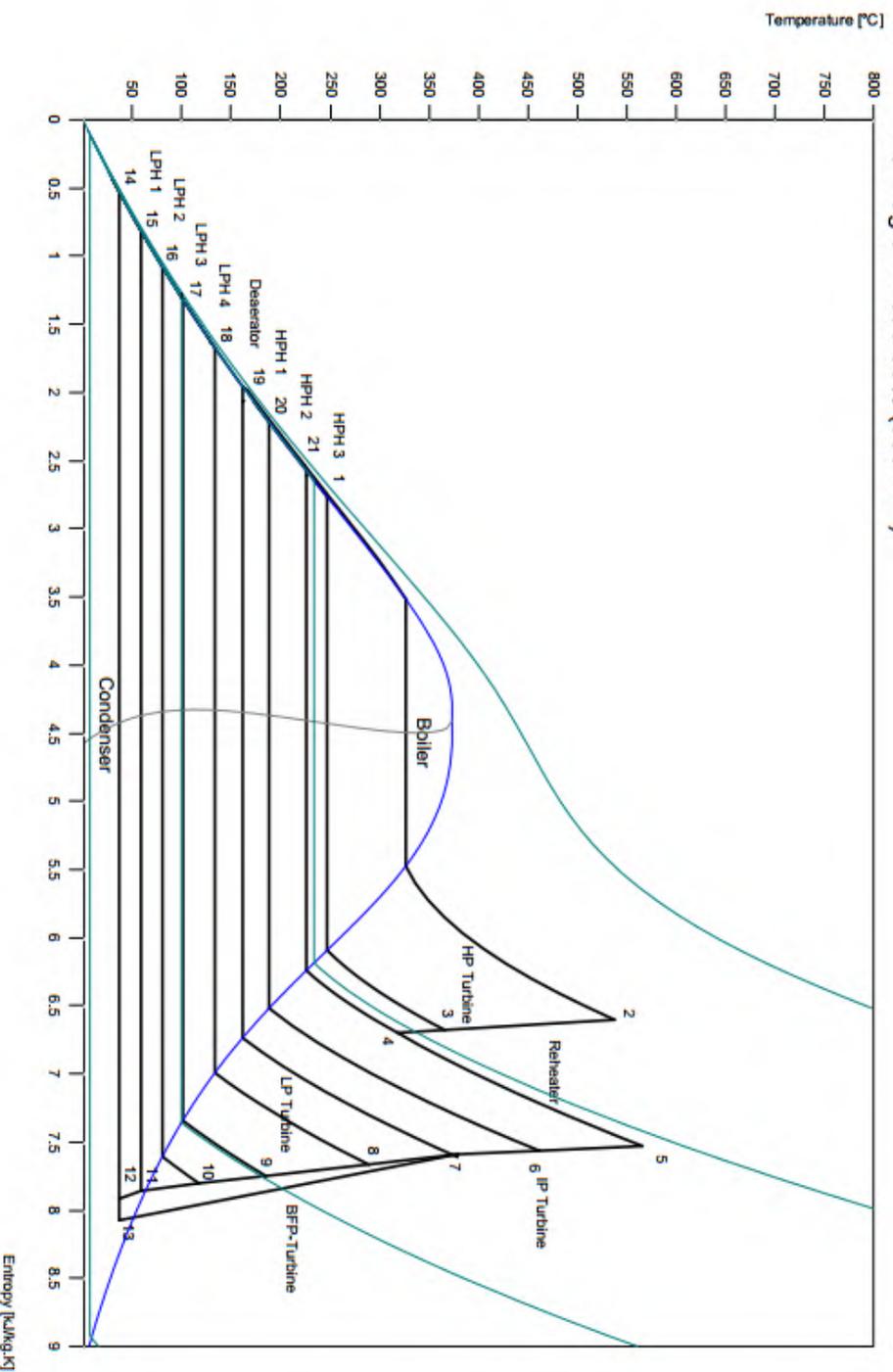
T-s Diagram Load 105% (831 MW)



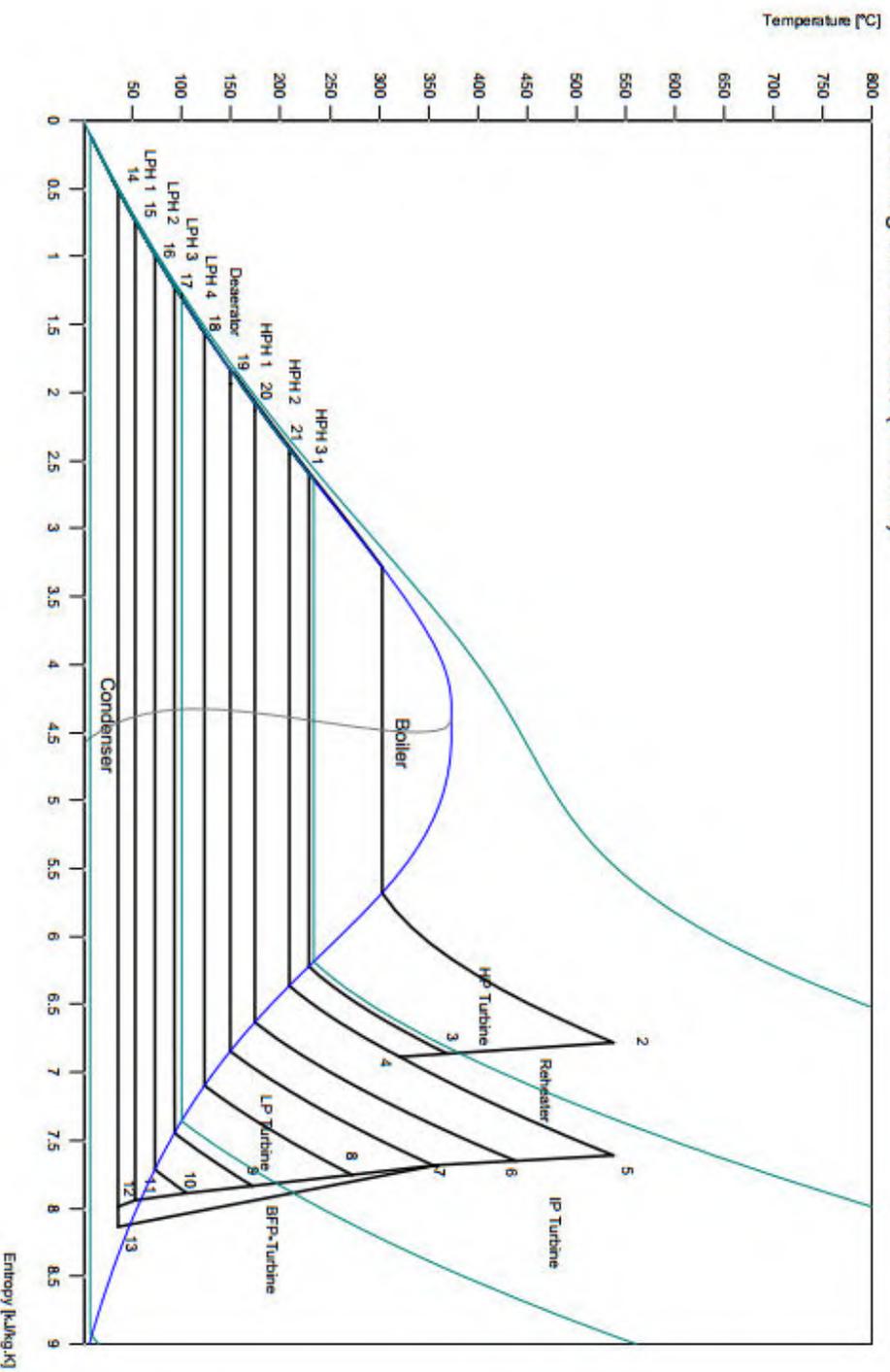
T-s Diagram Load 75% (608 MW)



T-s Diagram Load 50% (398 MW)



T-s Diagram Load 35% (271 MW)



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pemodelan dan simulasi pembangkit listrik tenaga uap *supercritical* telah dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Cycle-Tempo. Pemodelan dan simulasi dilakukan pada setiap pembebanan yang beroperasi kemudian dilakukan analisa. Hasil dari analisa ini mendapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Tekanan operasi pembangkit meningkat terhadap pembebanan yang beroperasi. Pada pembebanan 100% dan 105% tekanan operasi pembangkit adalah sebesar 245 bar dan 250 bar berada diatas tekanan kritis 221 bar sehingga pembangkit beroperasi dengan tingkat keadaan *steam supercritical*. Sedangkan pada pembebanan 35%, 50% dan 75% pembangkit beroperasi dengan tekanan dibawah tekanan kritis sebesar 89.7 bar, 123 bar dan 183 bar sehingga tingkat keadaan *steam* pembangkit masih dalam kondisi *sub-critical*.
2. Hasil dari variasi pembebanan pada pemodelan siklus rankine pembangkit valid pada pembebanan 75%, 100% dan 105% terhadap data diagram *heat balance* dan aktual operasi. Hal ini ditunjukkan dari nilai deviasi pada perbandingan efisiensi siklus, *turbine cycle heat rate* dan konsumsi bahan bakar ditiap pembebanan dibawah 5% terhadap data *heat balance* dan aktual operasi.
3. Hasil variasi pemodelan siklus rankine pembangkit pada pembebanan rendah 35% dan 50% tidak valid terhadap data aktual operasi. Besar deviasi perbandingan efisiensi siklus hasil simulasi terhadap data aktual pada pembebanan 35% dan 50% adalah sebesar 22% dan 25.4% pada efisiensi net siklus dan sebesar 25.3% dan 28.3% pada efisiensi gross siklus. Besar deviasi perbandingan *turbine cycle heat rate*

(TCHR) hasil simulasi terhadap data aktual pada pembebanan 35% dan 50% adalah sebesar 18% dan 20.3% pada nett TCHR dan sebesar 20.2% dan 22.1% pada gross TCHR. Perbedaan yang signifikan ini disebabkan pada aktual operasi terdapat sejumlah *mass flow steam* yang dicerat untuk menghasilkan pembebanan rendah.

4. Pemodelan pembangkit dengan memasukkan komponen utama boiler telah valid pada terhadap data *heat balance* ditiap pembebanan. Hal ini ditunjukkan dari nilai deviasi perbandingan efisiensi plant dan *plant heat rate* ditiap pembebanan dibawah 5% terhadap data *heat balance* ditiap pembebanan.
5. Pemodelan pembangkit dengan memasukkan komponen utama boiler valid pada pembebanan 75%, 100% dan 105% terhadap data aktual operasi. Akan tetapi pada pembebanan rendah 35% dan 50% terdapat perbedaan yang signifikan dengan data aktual operasi. Perbedaan ini ditunjukkan dari nilai deviasi efisiensi plant sebesar 7.8% dan 9.1% pada efisiensi net plant dan sebesar 12% dan 12.9% pada efisiensi gross plant pada pembebanan 35% dan 50%. Pada *plant heat rate* deviasi yang terjadi adalah sebesar 8.3% dan 9.4% dari *nett plant heat rate* dan sebesar 10.7% dan 11.4% dari *gross plant heat rate* pada pembebanan 35% dan 50%. Perbedaan yang signifikan ini disebabkan pada aktual operasi terdapat sejumlah *mass flow steam* yang dicerat untuk menghasilkan pembebanan rendah.

5.2 Saran

1. Perlu ditambahkan saluran penceratan untuk *main steam* pada keluaran boiler sebelum memasuki turbin, sehingga hasil dari pemodelan dapat valid dengan data aktual pada pembebanan rendah.

2. Perlu ditambahkan lagi penelitian tentang pembangkit *supercritical* terutama pada komponen kritis seperti boiler, turbin dan pompa.

DAFTAR PUSTAKA

- Adibhatla, Sairam & Kaushik S.C. 2014. *Energy and Exergy Analysis of a Supercritical Thermal Power Plant at Various Load Conditions Under Constant and Pure Sliding Pressure*. Uttar, Padesh : Power Management Institute.
- Cahyadi. 2011. **Kajian Teknis Pembangkit Listrik Berbahan Bakar Fossil**. Tangerang, Selatan : Balai Besar Teknologi Energi (B2TE).
- Chaplin, Robin A. 2009. *Thermal Power Plant – vol. III- Production of Power*. Canada : University of New Brunswick.
- Darie G., Petcu H., Negreanu G. & Gherghina V. 2007. *Sliding Pressure Operation of Large Conventional Steam Power Units*. Bucuresti : Polytechnic University of Bucharest.
- Drbal, Lawrence F., Botson, Patricia G., Westra, Kayla L. & Erickson Bruce. 1996. **Power Plant Engineering**. United States of America : Springer.
- Elsner, Witold, Kowalczyk L., Niegodajew P. & Droblank S. 2011. *Thermodynamic Analysis of a Thermal Cycle of Supercritical Power Plant*. Czestochowa : Technical University of Lodz.
- Fu, Chao, Anantharaman R., Jordal K. & Gundersen T. 2015. *Thermal Efficiency of Coal-Fired Power Plants: From Theoretical to Practical Assesments*. Norwegia : Norwegian University of Science and Technology.
- Kiameh, Philip. 2002. **Power Generation Handbook: Selection, Applications, Operation, and Maintenance**. New York : McGraw-Hill Professional.
- Moran, Michael J. & Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd.
- Rayaprolu, Kumar. 2009. **Boiller for Power and Process**. New York : CRC Press

- Satiti, Sekar. 2016. **Analisis Peforma PLTU versus Variasi Beban pada Turbin Uap menggunakan Software Cycle-Tempo**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sheth, Anooj G. & Mavani, Alkesh M. 2012. ***Determining Performance of Sipercritical Power Plnat with the help of “Gate-CycleTM”***. India. : Institute of Technology & Research Gandhinagar.
- Training Manual. 2002. **Cycle-Tempo Version Release 5**. Delft : Delft University of Technology.

BIODATA PENULIS



Lathiful Ilman Raufi lahir di Bondowoso, 20 September 1994. Anak pertama dari 3 bersaudara dari pasangan Erdi Wasito dan Rofikah Mita Suryani. Pendidikan formal yang ditempuh adalah MI Attaqwa Bondowoso, MTs Attaqwa Bondowoso, MAN 3 Malang. Sejak muda, penulis selalu mengagumi sosok B.J. Habibie yang merupakan panutan seluruh teknokrat Indonesia. Oleh karena itu, penulis memilih untuk melanjutkan studinya di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2012.

Selama masa kuliah, penulis aktif mengikuti beberapa organisasi salah satunya Himpunan Mahasiswa Mesin ITS sebagai Kepala Biro Usaha Eksternal, Departemen Kewirausahaan periode 2014/2015. Penulis juga pernah mengemban amanah sebagai Komandan Tingkat angkatan 2012 Teknik Mesin ITS M55. Selama kuliah di Teknik Mesin ITS, penulis juga aktif menjadi asisten Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas.

Penulis Mengharapkan dapat membagi ilmu yang telah didapat dari awal mengenyam pendidikan hingga tamat kuliah.

Kontak Penulis : ilmanlathif@gmail.com

