

ANALISIS OPERASI *FEEDWATER HEATER* PLTU BARRU UNIT 1
MENGUNAKAN *SOFTWARE CYCLE TEMPO 5.0*



SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan
pendidikan diploma empat (D-4) Program Studi Teknik Pembangkit Energi
Jurusan Teknik Mesin
Politeknik Negeri Ujung Pandang

Pratiwi Rakasiwi Sutarno

442 16 021

D4 TEKNIK PEMBANGKIT ENERGI

TEKNIK MESIN

MAKASSAR

2020

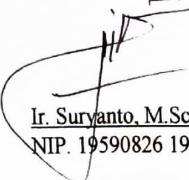
HALAMAN PENGESAHAN

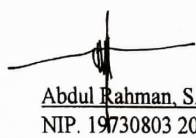
Skripsi dengan judul “Analisis Operasi *Feedwater Heater* Pada PLTU Barru Unit 1 Menggunakan *Software Cycle Tempo 5.0*” oleh Pratiwi Rakasiwi Sutarno 44216021 telah diterima dan disahkan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Terapan pada program Studi Teknik Pembangkit Energi Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang.

Makassar, 2 Oktober 2020

Pembimbing I,

Pembimbing II,

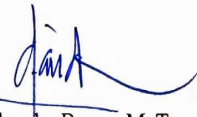

Ir. Suryanto, M.Sc., Ph.D
NIP. 19590826 198803 1 003


Abdul Rahman, S.T., M.T
NIP. 19730803 200604 1 001

Mengetahui

Koordinator Program Studi D4 Teknik Pembangkit Energi



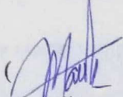
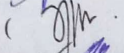
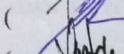
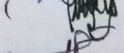
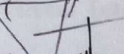
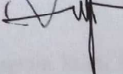

Ir. Chandra Buana, M. T.
NIP. 19650319 199103 1 001

HALAMAN PENERIMAAN

Pada hari ini, hari Rabu 30 September 2020, Tim Penguji Ujian Sidang Skripsi telah menerima Skripsi oleh mahasiswa: Pratiwi Rakasiwi Sutarno NIM 442 16 021 dengan judul "Analisis Operasi *Feedwater Heater* Pada PLTU Barru Unit 1 Menggunakan *Software Cycle Tempo 5.0*"

Makassar, 30 September 2020

Tim Ujian Sidang Skripsi:

- | | | |
|--|--------------|---|
| 1. Prof. Ir. Makmur Saini, M.T., Ph.D. | Ketua | () |
| 2. Dr. Jamal, S.T., M.T. | Sekretaris | () |
| 3. Musrady Mulyadi, S.ST., M.T. | Anggota | () |
| 4. Muhammad Ruswandi D, S.ST., M.T. | Anggota | () |
| 5. Ir. Suryanto, M.Sc., Ph.D. | Pembimbing 1 | () |
| 6. Abdul Rahman, S.T., M.T. | Pembimbing 2 | () |

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan hikmat dan penyertaan-Nya kepada penulis, skripsi yang berjudul “**Analisis Operasi *Feedwater Heater* Pada PLTU Barru Unit 1 Menggunakan *Software Cycle Tempo 5.0***” ini dapat diselesaikan dengan baik.

Dalam penulisan skripsi ini tidak semata-mata karena kemampuan penulis, melainkan karena adanya bantuan dari berbagai pihak yang telah membantu penyusunan skripsi ini dengan baik. Untuk itu pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada seluruh pihak yang telah membantu, yakni:

1. Orang Tua tercinta, juga kepada keluarga penulis yang senantiasa memberikan semangat, dorongan, dan bantuan baik berupa materi maupun berupa doa, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini.
2. Bapak Prof. Ir. Muhammad Anshar, M.Si., Ph.D. Selaku Direktur Politeknik Negeri Ujung Pandang;
3. Bapak Rusdi Nur, S.ST., M.T., Ph.D. Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang;
4. Bapak Ir. Chandra Buana, M.T. Selaku Koordinator Program Studi D-4 Teknik Pembangkit Energi Politeknik Negeri Ujung Pandang;
5. Bapak Ir. Suryanto, M.Sc., Ph.D. selaku pembimbing I dan Bapak Abdul Rahman, S.T., M.T selaku pembimbing II yang telah meluangkan waktu untuk memberikan bimbingan dalam menyelesaikan skripsi ini;

6. Bapak Dr. Jumadi Tangko, M.Pd. selaku Wali Kelas
7. Seluruh Dosen dan Staff Program Studi Teknik Pembangkit Energi yang telah memberikan ilmunya kepada penulis selama melaksanakan perkuliahan, dan telah membantu dalam proses mengerjakan skripsi.
8. Seluruh rekan-rekan mahasiswa Teknik Mesin angkatan 2016 terutama rekan sekelas Teknik Pembangkit Energi'16 yang telah menjadi saudara-saudaraku serta banyak memberikan motivasi, bantuan serta doanya, selama berada di Politeknik Negeri Ujung Pandang.
9. Seluruh pihak yang tidak sempat penulis sebutkan satu-persatu yang berjasa dalam penyelesaian skripsi ini.

Penulisan skripsi ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu demi kesempurnaan segala kritik dan saran sangat penulis harapkan. Akhir kata semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua dalam pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Makassar, 30 September 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
HALAMAN PENERIMAAN.....	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
DAFTAR ISI.....	vi
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xi
DAFTAR SIMBOL.....	xii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiv
SURAT PERNYATAAN.....	xv
RINGKASAN.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Ruang Lingkup.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Dasar Teori.....	6
2.1.1 Siklus PLTU.....	6
2.1.2 Siklus Rankine Berdasarkan Sistem PLTU Barru 2X50 MW....	10
2.2 Analisis <i>Feedwater Heater</i> /Pemanas Air-Umpan.....	11

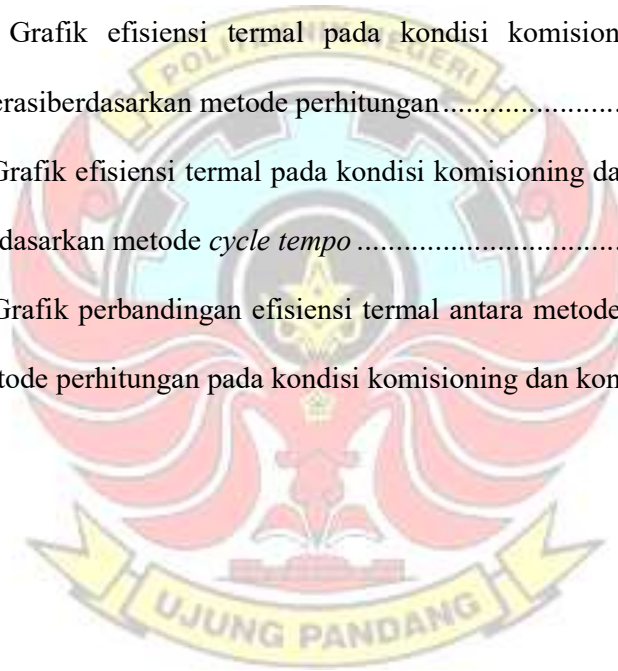
2.2.1	Pemanas Air-Umpan Jenis Terbuka Atau Pemanas Air-Umpan Jenis Kontak Langsung	11
2.2.2	Pemanas Air-Umpan Jenis Tertutup Dengan Kurasan Berjenjang Mundur	15
2.2.3	Perhitungan Efisiensi Siklus PLTU Barru	22
2.3	Penjelasan Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	24
2.3.1	Ringkasan <i>Apparatus</i> Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	26
2.3.2	Penjelasan <i>Apparatus</i> Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	29
BAB III METODE PENELITIAN		34
3.1	Tempat Dan Waktu Penelitian	34
3.2	Prosedur Penelitian	34
3.3	Diagram Alir	35
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		36
4.1	Data dan Spesifikasi PLTU Barru 2X50 MW	36
4.2	Analisis PLTU Barru 2X50 MW (Data Heat Balance)	44
4.2.1	Analisis PLTU Barru 2X50 MW Semua <i>Feedwater Heater In Service</i>	48
4.2.1.1	Metode <i>Cycle Tempo</i>	48
4.2.1.2	Metode Perhitungan	49
4.2.2	Analisis PLTU Barru 2X50 MW HPH <i>Out of Service</i>	51
4.2.2.1	Metode <i>Cycle Tempo</i>	51
4.2.2.2	Metode Perhitungan	52
4.3	Analisis PLTU Barru 2X50 MW (Data Operasi)	54
4.3.1	Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW	54
4.3.1.1	Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW (Semua <i>Feedwater Heater In Service</i>)	56

4.3.1.1.1	Metode <i>Cycle Tempo</i>	55
4.3.1.1.2	Metode Perhitungan.....	56
4.3.1.2	Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW(<i>HPH Out of Service</i>).....	61
4.3.1.2.1	Metode <i>Cycle Tempo</i>	61
4.3.1.2.2	Metode Perhitungan.....	62
4.4	Tabel Hasil Analisa Data	67
4.4.1	Data Heat Balance	67
4.4.2	Data Operasi.....	67
4.5	Grafik dan Pembahasan	68
4.5.1	Grafik Efisiensi Termal pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi Berdasarkan Metode Perhitungan.....	68
4.5.2	Grafik Efisiensi Termal pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi Berdasarkan Metode <i>Cycle Tempo</i>	69
4.5.3	Grafik Perbandingan Efisiensi Termal Antara Metode <i>Cycle Tempo</i> dan Metode Perhitungan Pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi	70
BAB V PENUTUP		72
5.1	Kesimpulan	72
5.2	Saran.....	73
DAFTAR PUSTAKA		74
LAMPIRAN		76

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses Konversi Energi.....	6
Gambar 2.2 Prinsip Dasar Transfer Energi Kerja dan Kalor	7
Gambar 2.3 Diagram $T-s$ untuk siklus <i>Rankine</i> ideal.....	8
Gambar 2.4 Diagram alir (a) dan diagram $T-s$ (b) siklus <i>Rankine</i> panas-lanjut non-ideal dengan dua pemanas air-umpan jenis terbuka	12
Gambar 2.5 Aliran skematis (a) dan diagram $T-s$ (b) dari suatu siklus <i>Rankine</i> panas lanjut non-ideal dengan pemanas air-umpan jenis tertutup dengan kurasan berjenjang mundur	17
Gambar 2.6 Diagram suhu-entalpi pemanas air-umpan pada Gambar 2.6 (a) dan (b) tekanan-rendah (c) tekanan-tinggi. TTD = beda-suhu terminal, DS = pembuang panas-lanjut, C = kondensator, DC = pendingin kurasan	20
Gambar 2.7 Siklus <i>rankine</i> sistem PLTU Barru 2X50MW (a) Diagram alir sistem PLTU Barru; (b) Diagram $T-s$ sistem PLTU Barru.....	23
Gambar 2.8 Contoh pekerjaan <i>cycle-tempo</i>	25
Gambar 2.9 <i>Boiler</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	29
Gambar 2.10 Turbin dalam <i>cycle-tempo</i>	30
Gambar 2.11 <i>Condenser</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	31
Gambar 2.12 <i>Feedwater heater</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	32
Gambar 2.13 <i>Deaerator</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	33
Gambar 3.1 Diagram alir langkah penelitian	35

Gambar 4.1 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Data <i>Heat Balance</i> Semua <i>Feedwater Heater</i> Beroperasi.....	48
Gambar 4.2 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Data <i>Heat Balance</i> HPH <i>Out of Service</i>	51
Gambar 4.3 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Data Operasi 42 MW Semua <i>Feedwater Heater In Service (on)</i>	55
Gambar 4.4 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Data Operasi 42 MW HPH <i>Out of Service (off)</i>	61
Gambar 4.5 Grafik efisiensi termal pada kondisi komisioning dan kondisi operasiberdasarkan metode perhitungan.....	68
Gambar 4.6 Grafik efisiensi termal pada kondisi komisioning dan kondisi operasi berdasarkan metode <i>cycle tempo</i>	69
Gambar 4.7 Grafik perbandingan efisiensi termal antara metode <i>cycle tempo</i> dan metode perhitungan pada kondisi komisioning dan kondisi operasi	70



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Ringkasan Komponen pada <i>cycle tempo</i>	27
Tabel 4.1 Data Spesifikasi Bahan Bakar.....	36
Tabel 4.2 Spesifikasi Turbin	39
Tabel 4.3 Spesifikasi <i>Low Pressure Heater</i>	41
Tabel 4.4 Spesifikasi <i>High Pressure Heater</i>	41
Tabel 4.5 Spesifikasi <i>High Pressure Deaerator Head</i>	42
Tabel 4.6 Spesifikasi <i>High Pressure Deaerator Water Tank</i>	43
Tabel 4.7 Data <i>Heat Balance</i>	44
Tabel 4.8 Data Operasi Beban 42 MW.....	54
Tabel 4.9 Tabel hasil analisa untuk data <i>Heat Balance</i>	67
Tabel 4.10 Tabel hasil analisa untuk data operasi.....	67



DAFTAR SIMBOL

Simbol	Satuan	Keterangan
q_A	kJ/s	Kalor ditambahkan
w_T	kJ/s	Kerja turbin
$ \Sigma w_P $	kJ/s	Kerja pompa
$ q_R $	kJ/s	Kalor dibuang
Δw_{net}	kJ/s	Kerja siklus netto
η_{th}	%	Efisiensi termal siklus
\dot{m}_{13}	kg/s	Laju aliran massa <i>feedwater</i> yang masuk ke <i>boiler</i>
h_2	kJ/kg	Entalpi <i>main steam</i>
h_{13}	kJ/kg	Entalpi <i>feedwater</i> yang masuk ke <i>boiler</i>
\dot{m}_1	kg/s	Laju aliran massa <i>main steam</i>
\dot{m}_2	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 1 turbin
\dot{m}_3	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 2 turbin
\dot{m}_4	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 3 turbin
\dot{m}_5	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 4 turbin
\dot{m}_6	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 5 turbin
\dot{m}_7	kg/s	Laju aliran massa <i>steam</i> ekstraksi 6 turbin
h_{19}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 1 turbin
h_{18}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 2 turbin
h_{17}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 3 turbin

h_{16}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 4 turbin
h_{15}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 5 turbin
h_{14}	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ekstraksi 6 turbin
h_3	kJ/kg	Entalpi <i>steam</i> ke <i>condenser</i>
\dot{m}_9	kg/s	Laju aliran massa <i>outlet</i> CEP/ <i>inlet</i> deaerator
h_5	kJ/kg	Entalpi <i>outlet</i> CEP
h_4	kJ/kg	Entalpi <i>inlet</i> CEP
h_{11}	kJ/kg	Entalpi <i>outlet</i> BFP
h_{10}	kJ/kg	Entalpi <i>inlet</i> BFP



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Data Unit 1 Beban 38 MW	76
Lampiran 2 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Beban 29 MW Semua <i>Feedwater Heater In Service</i>	78
Lampiran 3 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Beban 29 MW HPH <i>Out of Service</i>	79
Lampiran 4 Data Unit 1 Beban 37 MW	80
Lampiran 5 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Beban 37 MW Semua <i>Feedwater Heater In Service</i>	82
Lampiran 6 Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Beban 37 MW HPH <i>Out of Service</i>	83
Lampiran 7 Jadwal Kegiatan.....	84



SURAT PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Pratiwi Rakasiwi Sutarno

Nim : 44216021

menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa segala pernyataan dalam skripsi ini yang berjudul "Analisis Operasi *Feedwater Heater* Pada PLTU Barru Unit 1 Menggunakan *Software Cycle Tempo 5.0*" merupakan gagasan dan hasil karya sendiri dengan arahan komisi pembimbing dan belum pernah diajukan dalam bentuk apapun pada perguruan tinggi dan instansi manapun.

Semua data dan informasi yang digunakan telah dinyatakan secara jelas dan dapat diperiksa kebenarannya. Sumber informasi yang berasal atau dikutip dari karya penulis lain telah disebutkan dalam naskah dan dicantumkan dalam skripsi ini.

Jika pernyataan saya tersebut di atas tidak benar, saya siap menanggung resiko yang ditetapkan oleh Politeknik Negeri Ujung Pandang.

Makassar, 30 September 2020

Hormat saya,



Pratiwi Rakasiwi Sutarno
NIM 44216021

RINGKASAN

Feedwater heater merupakan penukar kalor yang berfungsi memberi pemanasan awal air umpan *boiler*. *Feedwater heater* berfungsi untuk memberikan keuntungan efisiensi dalam siklus uap dengan meningkatkan suhu air umpan yang masuk ke *boiler*, sehingga energi yang dibutuhkan *boiler* lebih sedikit atau kerja *boiler* menjadi lebih ringan. Penelitian ini meninjau bagian PLTU Barru dengan menggunakan *software cycle tempo*. Oleh karena itu, diperlukan upaya untuk mengetahui efisiensi termal sistem pembangkit PLTU Barru serta membandingkan hasil analisis data eksperimental menggunakan *cycle tempo* 5.0.

Penelitian ini dilakukan pengambilan data *heat balance* dan data operasi di PLTU Barru yang didapatkan dari *Central Control Room* (CCR) PLTU Barru. Data diambil langsung pada komputer yang berfungsi mengatur operasional semua proses produksi di PLTU Barru.

Hasil analisis diketahui bahwa perbandingan efisiensi termal yang didapatkan pada saat kondisi komisioning (50 MW) yaitu untuk keadaan semua FWH *on* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.532% dan 37.22%. Sedangkan pada saat HPH *off* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 26.276% dan 35.89%. Pada variasi beban 29 MW, untuk keadaan semua FWH *on* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.731% dan 29.71%. Sedangkan pada saat HPH *off* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 24.738% dan 27.93%. Untuk variasi beban 37 MW, untuk keadaan semua FWH *on* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.615% dan 31.01%. Sedangkan pada saat HPH *off* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 24.044% dan 22.22%. Dan untuk variasi beban 42 MW, untuk keadaan semua FWH *on* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.791% dan 31.39%. Sedangkan pada saat HPH *off* efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 24.196% dan 27.81%.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik saat ini sudah menjadi kebutuhan pokok bagi manusia. Hampir semua aktifitas kehidupan sangat bergantung pada energi listrik. Pada saat ini, kebutuhan listrik mengalami peningkatan yang sangat signifikan, hal ini disebabkan oleh bertambahnya jumlah penduduk, majunya teknologi yang ada disertai dengan meningkatnya industri.

Pada tahun 2018, produksi pembangkit listrik mencapai 283,8 TWh yang sebagian besar dihasilkan dari PLTU berbahan bakar batubara sebesar 56,4%, PLTG sebesar 20%, dan BBM hanya 6,3%, sementara 17,1% berasal dari EBT. Listrik yang tersambung ke jaringan PLN (*on grid*) baik dari pembangkit listrik PLN maupun pembangkit listrik non PLN, disalurkan kepada konsumen rumah tangga 97,8 ribu GWh (42%), industri 76,9 ribu GWh (33%) dan komersial 59,5 ribu GWh (25%), sedangkan konsumsi listrik di sektor transportasi untuk pengoperasian kereta komuter konsumsinya sebesar 274 GWh (0,12%) (SEKJENDEN, 2019).

Peran PLTU sebagai salah satu pembangkit tenaga listrik yang memberikan pasokan listrik yang cukup besar harus ditingkatkan kualitasnya. Peningkatan kualitas dari PLTU berkaitan dengan peningkatan efisiensi kerja dari PLTU itu sendiri.

Menurut Antie Nurfitriani dkk (2019), salah satu cara meningkatkan efisiensi pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah dengan menggunakan *feedwater heater*. *Feedwater heater* merupakan penukar kalor yang berfungsi memberi pemanasan awal air umpan *boiler*. *Feedwater heater* berfungsi untuk memberikan keuntungan efisiensi dalam siklus uap dengan meningkatkan suhu air umpan yang masuk ke *boiler*, sehingga energi yang dibutuhkan *boiler* lebih sedikit atau kerja *boiler* menjadi lebih ringan.

PLTU dengan menggunakan *feedwater heater* merupakan penerapan dari siklus rankine regeneratif. *Feedwater heater* pada PLTU memanfaatkan kalor dari uap ekstraksi turbin. Pada PLTU Barru yang mempunyai kapasitas 2X50 MW ini memiliki enam buah *feedwater heater* yaitu tiga buah *Low Pressure Heater* (LPH), sebuah deaerator dan dua buah *High Pressure Heater* (HPH).

Riska dkk pada tahun 2019 dalam penelitiannya yang berjudul “Studi Nilai Efisiensi Termal Penggunaan *Feedwater Heater* PT. Indonesia Power UJP PLTU Sanggau” menyimpulkan bahwa terjadi penambahan nilai efisiensi termal sebesar 7% dengan nilai efisiensi termalnya yaitu 38,73% dengan penambahan tiga buah *feed water heater* (*deaerator*, *low pressure heater* dan *high pressure heater*) pada keadaan aktual, dibandingkan dengan pada saat keadaan ideal yaitu efisiensi termalnya hanya 31,73%. bahwa nilai efisiensi termal PLTU Sanggau yaitu. Hal ini menunjukkan bahwa PT. Indonesia Power UJP PLTU Sanggau lebih optimal bekerja dengan penggunaan tiga *feed water heater* dibandingkan hanya bekerja dengan komponen utama saja (turbin, kondensor, pompa dan *boiler*).

Rian Pratama dan Eko Kurnala pada tahun 2014 dalam penelitiannya yang berjudul “Simulasi Pengaruh Variasi Ekstraksi Turbin Terhadap Efisiensi Termal PLTU Barru Menggunakan MATLAB/*Simulink*” menyimpulkan hasil simulasi diperoleh nilai efisiensi termal dengan penggunaan satu sampai enam ekstraksi, dengan rincian Eks1 = 15,5%, Eks2 = 21,27%, Eks3 = 21,46%, Eks4 = 22%, Eks5 = 42%, Eks6 = 54%. Dari hasil tersebut terbukti bahwa penggunaan *feedwater heater* sebagai komponen sistem ekstraksi sangat penting untuk meningkatkan efisiensi termal dari suatu pembangkit listrik tenaga uap khususnya PLTU Barru.

T. Srinivas dkk pada tahun 2007 dalam penelitiannya yang berjudul “*Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*” melakukan variasi jumlah *feedwater heater* dengan variasi jumlah *feedwater heater* (*close feedwater heater*) dari 1 hingga 10. Efisiensi maksimum yang didapatkan dari penelitian ini didapatkan ketika rasio uap pemanasan *feedwater heater* yang digunakan memiliki rasio 0.2-0.4 (20%-40%) terhadap hasil ekstraksi.

Berdasarkan masalah diatas perlu diadakan penelitian lebih lanjut apabila ada *feedwater heater* yang dalam keadaan *out of service*/tidak beroperasi sehingga efisiensi termal dari pembangkit listrik akan mengalami perubahan. Penelitian ini meninjau bagian PLTU Barru dengan menggunakan *software cycle tempo*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan di atas, maka permasalahan penelitian dirumuskan sebagai berikut:

1. Mengetahui efisiensi termal sistem pembangkit PLTU Barru ?
2. Membandingkan hasil analisis data eksperimental menggunakan *cycle tempo 5.0*

1.3 Ruang Lingkup

Untuk lebih mempermudah dalam analisa data dan menghindari pembahasan yang lebih jauh maka penyusun membatasi masalah sebagai berikut:

1. Penelitian dilakukan di Unit 1 PLTU Barru
2. Analisis dilakukan pada peralatan *feedwater heater* di Unit 1 PLTU Barru
3. Analisis perbandingan menggunakan *software Cycle Tempo 5.0*

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini ialah:

1. Untuk mengetahui efisiensi termal sistem pembangkit PLTU Barru
2. Membandingkan hasil analisis data eksperimental menggunakan *cycle tempo 5.0*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari pembuatan penelitian ini adalah:

1. Memberikan informasi kepada pembaca dan pihak produsen listrik mengenai informasi nilai efisiensi termal yang bisa diperoleh dari penerapan *feedwater heater*.
2. Sebagai referensi bagi mahasiswa dan peneliti lain untuk penelitian yang berkaitan dengan topik penelitian ini.



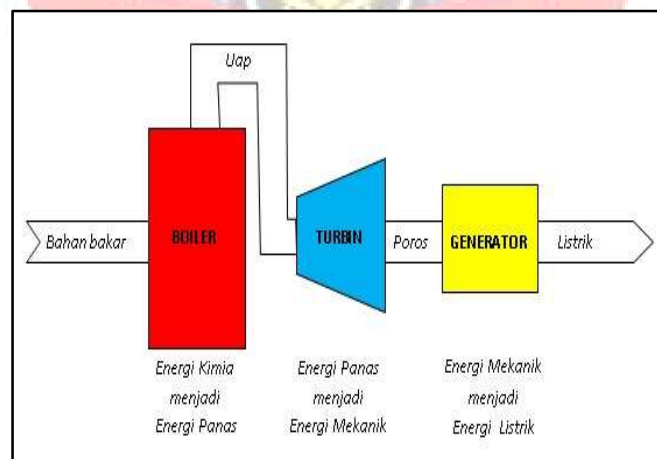
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Siklus PLTU

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan pembangkit listrik yang mengandalkan energi kinetik dari uap untuk menghasilkan energi listrik. Bentuk utama dari pembangkit listrik jenis ini adalah generator yang dihubungkan ke turbin yang digerakkan oleh tenaga kinetik dari uap panas/kering (Pratama, Rian dan Eko Kurnala. 2014). Proses konversi energi pada PLTU berlangsung melalui 3 (tiga) tahapan yaitu :



Gambar 2.1 Proses Konversi Energi

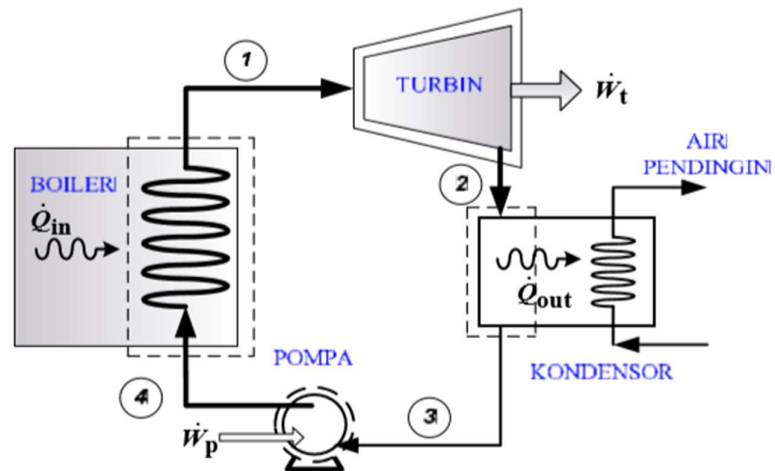
(Sumber : <https://www.google.com/search?q=proseskonversienergipltu>)

1. Energi kimia dalam bahan bakar diubah menjadi energi panas dalam bentuk uap bertekanan dan temperatur tinggi.
2. Energi panas (uap) diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran

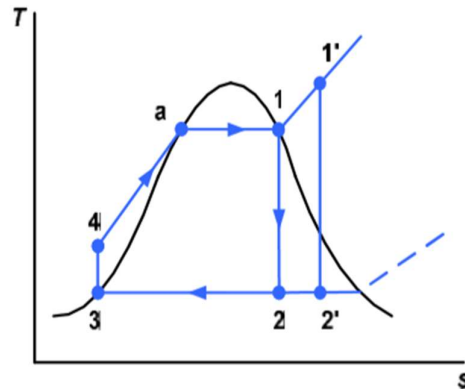
3. Energi mekanik diubah menjadi energi listrik.

Pengoperasian ideal sebuah PLTU menggunakan fluida kerja uap air yang bersirkulasi secara tertutup (*closed system*). Siklus tertutup artinya menggunakan fluida yang sama secara berulang-ulang. (Rian Pratama dan Eko Kurnala, 2014)

Siklus dasar untuk sistem PLTU merupakan penerapan konsep siklus *Rankine*. Siklus ini memanfaatkan air (H_2O) sebagai fluida kerja, pada tahap awal air dipanaskan di *boiler* dengan menerima kalor hingga mencapai fasa uap jenuh atau uap panas lanjut dengan temperatur dan tekanan tertentu (keadaan 1), kemudian berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja poros turbin, uap keluaran turbin (keadaan 2) disalurkan menuju kondensor untuk dikondensasikan menjadi cairan dengan membuang kalornya ke air pendingin (keadaan 3), selanjutnya air dengan fasa cairan dikompresikan kembali oleh pompa menuju *boiler* (keadaan 4), dan seterusnya secara berulang-ulang diperlihatkan pada Gambar 2.2 dan Gambar 2.3. (Apollo dan Jamal. 2013)



Gambar 2.2 Prinsip dasar transfer energi kerja dan kalor
(Sumber : Apollo dan Jamal. 2013)



Gambar 2.3 Diagram T - s untuk siklus Rankine ideal
(Sumber : Apollo dan Jamal. 2013)

Transfer energi dalam bentuk kerja dan kalor pada masing-masing komponen (Gambar 2.2) adalah sebagai berikut.

- Kerja Berguna pada Turbin (\dot{W}_t)

Selama berekspansi di turbin, uap tidak melepaskan panas ke sekelilingnya, tidak mengalami perubahan energi kinetik dan energi potensial yang signifikan, maka Persamaan menjadi,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) \dots \dots \dots (2.1)$$

Persamaan merupakan laju transfer energi dalam bentuk kerja per satuan massa uap yang mengalir melalui turbin (kJ/kg) untuk memutar poros turbin.

- Pelepasan Kalor pada Kondensor

Pada kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin dalam saluran yang terpisah. Uap menjadi kondensat dan temperatur air pendingin meningkat. Dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan energi potensial selama proses, maka diperoleh laju energi kalor per

satuan massa (kJ/kg) yang dilepaskan oleh uap selama terkondensasi yakni,

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = (h_2 - h_3) \dots \dots \dots (2.2)$$

- Kerja Input pada Pompa

Cairan kondensat yang meninggalkan kondensor di pompa ulang menuju *boiler* sehingga mengalami peningkatan tekanan. Dengan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor terhadap sekitarnya, serta perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan selama proses di pompa, maka daya input per satuan massa (kJ/kg) yang diperlukan untuk menaikkan tekanan fluida kerja ialah:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = (h_4 - h_3) \dots \dots \dots (2.3)$$

Cairan air bertekanan yang meninggalkan pompa menuju *boiler* disebut sebagai air pengisi (*feedwater*).

- Penerimaan Kalor pada *Boiler*

Selama melewati *boiler*, cairan dipanaskan hingga mencapai keadaan uap jenuh atau uap panas lanjut pada tekanan tertentu sesuai dengan tekanan keluaran pompa. Laju transfer energi dalam bentuk kalor per satuan massa uap mengalir melalui *boiler* yang diperoleh dari hasil pembakaran atau transfer panas lainnya ialah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_1 - h_4) \dots \dots \dots (2.4)$$

Efisiensi termal (*thermal efficiency*) dari siklus daya untuk sistem yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 ialah:

$$\eta = \frac{Wt/\dot{m} - Wp/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = \frac{(h1 - h2) - (h4 - h3)}{(h1 - h4)} \dots \dots \dots (2.5)$$

karena kerja keluaran bersih sama dengan kalor masukan bersih, maka efisiensi termal dapat dibuat dalam bentuk alternatif yakni:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m} - \dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{(h2 - h3)}{(h1 - h4)} \dots \dots \dots (2.6)$$

(Apollo dan Jamal. 2013)

2.1.2 Siklus Rankine Berdasarkan Sistem PLTU Barru 2X50 MW

Siklus Rankine regeneratif adalah modifikasi siklus Rankine dimana air sebagai fluida kerja dinaikkan temperaturnya dengan memanfaatkan uap ekstraksi dari turbin sehingga kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan fluida kerja pada boiler berkurang (Riska, dkk. 2019). Hal ini tentu saja akan menaikkan efisiensi siklus.

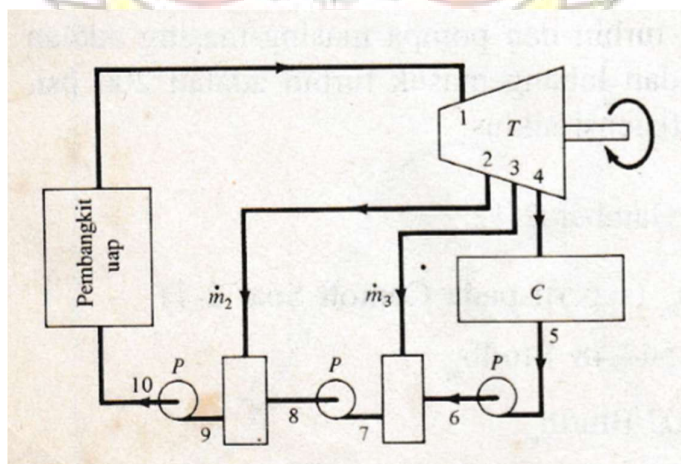
Regenerasi tidak hanya meningkatkan efisiensi siklus tetapi juga salah satu cara deaerasi. Deaerasi yaitu menghilangkan kadar oksigen dalam air yang bisa menyebabkan korosi pada material. Proses regenerasi umumnya dengan menggunakan alat yang biasanya disebut *feedwater heater* dengan prinsip kerja seperti *heat exchanger* (Fajar, Adek Fathir dan Ary Bachtiar K.P. 2016). *Feedwater heater* ada 2 jenis yaitu tipe terbuka dan tertutup. *Open feedwater heater* atau bisa disebut juga pemanas kontak langsung secara prinsip adalah sebuah ruangan pencampur antara uap ekstraksi dengan fluida kerja (air). Tipe selanjutnya adalah *Closed Feedwater Heater* atau biasa disebut pemanas sistem tertutup. Prinsip kerjanya adalah panas dari uap ekstraksi dipindahkan ke air

pengisi namun tanpa terjadi kontak langsung (Satiti, Sekar. 2015). PLTU Barru telah menerapkan prinsip ini.

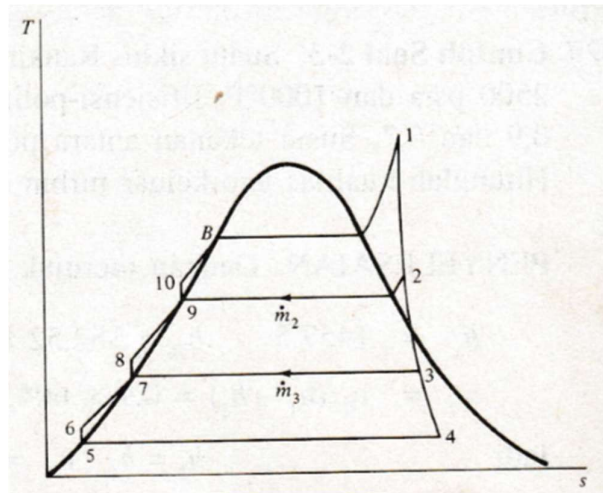
2.2 Analisis *Feedwater Heater*/Pemanas Air-Umpan

2.2.1 Pemanas Air-Umpan Jenis Terbuka Atau Pemanas Air-Umpan Jenis Kontak Langsung

Pada pemanas air-umpan jenis terbuka atau kontak langsung, uap yang ditarik dari jalurnya dicampurkan dengan air-umpan yang dingin-lanjut sehingga menghasilkan air-jenuh pada tekanan uap itu. Pada Gambar 2.5a dan b skema diagram-alir serta diagram T - s yang bersangkutan untuk siklus *Rankine*, untuk membuat contoh ini sederhana, terdiri atas dua pemanas air-umpan, satu bertekanan-rendah dan satu lagi bertekanan-tinggi. (Biasanya, pada instalasi-daya yang besar dan modern, digunakan satu pemanas air-umpan jenis terbuka dan antara empat dan tujuh pemanas jenis lain). (El-Wakil, M.M. 1985)



(a)



(b)

Gambar 2.4 Diagram alir (a) dan diagram T - s (b) siklus *Rankine* panas-lanjut non-ideal dengan dua pemanas air-umpan jenis terbuka

(Sumber : El-Wakil, M.M. 1985)

Air kondensor keluar dari kondensor pada keadaan jenuh pada 5 dan dipompakan ke 6 pada tekanan yang sama dengan tekanan uap ekstraksi pada 3. Air yang sekarang dingin-lanjut pada 6 dan uap basah pada 3 *bercampur* pada pemanas air-umpan tekanan-rendah sehingga menghasilkan air jenuh pada 7. Jadi jumlah uap-bocoran \dot{m}_3 pada dasarnya sama dengan yang diperlukan untuk menjenuhkan air dingin-lanjut pada 6. Jika jumlahnya jauh dibawah itu, suhu akan jauh lebih rendah daripada suhu pada 6. Ini tentu akan mengurangi keuntungan yang diperoleh dari pemanas air-umpan. Jika jumlah uap lebih banyak daripada yang diperlukan sebagaimana disebutkan di atas, terdapat kerugian lain karena susut kerja turbin dan terbentuknya campuran dua-fase yang sulit dipompakan.

Tekanan pada 6-7 tidak bisa lebih tinggi daripada tekanan uap-tarikan pada 3 (karena, jika lebih, akan terjadi aliran balik air-kondensor masuk ke turbin pada

3). Karena itu ada lagi suatu pompa untuk menekan uap-jenuh dari 7 ke kondisi dingin-lanjut pada 8, yang berada pada tekanan uap-tarikan pada 2. Pada pemanas air-umpan tekanan-tinggi, air panas-lanjut pada 2 dicampur dengan air dingin-lanjut pada 8 sehingga menghasilkan air-jenuh pada 9. Ini lalu harus diberi tekanan hingga titik 10 agar dapat masuk ke generator-uap yang berada pada tekanan itu.

Oleh karena uap yang ditarik, pada 2 atau 3, kehilangan sejumlah besar energinya, yaitu hampir sebesar kalor-laten penguapannya, sedang air, pada 6 atau 8, mendapat sejumlah kalor-sensibel, maka jumlah uap yang ditarik yaitu \dot{m}_2 dan \dot{m}_3 hanya merupakan sebagian kecil dari uap yang melalui turbin. Namun harus diingat bahwa laju aliran-massa melalui turbin merupakan besaran yang berubah-ubah, yaitu paling tinggi pada 1 dan 2 dan paling rendah pada 3 dan 4.

Juga dapat dilihat bahwa di samping pompa kondensat 5-6, diperlukan lagi satu pompa tambahan untuk setiap pemanas air-umpan jenis terbuka.

Pemanas air-umpan jenis-terbuka juga berfungsi sebagai deaerator (penyingkir udara) karena pemecahan air yang berlangsung dalam proses pencampuran menyebabkan luas permukaannya bertambah sehingga memudahkan pembebasan gas yang tak-mampu-kondensasi (seperti udara, O_2 , H_2 , CO_2). Gas-gas ini lalu dilepas ke atmosfer. Oleh karena itu alat ini disebut juga pemanas *deaerasi* (DA, *deaerating heater*).

Untuk menganalisis sistem seperti terlihat pada Gambar 2.5, kita harus memperhitungkan neraca massa dan neraca energi. Neraca massa, yang

didasarkan atas satu satuan laju aliran (1 lb_m/h atau kg/s) pada pencekik (titik 1) diberikan, menurut arah jarum jam, oleh

$$\text{Aliran massa antara 1 dan 2} = 1 \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\text{Aliran massa antara 2 dan 9} = \dot{m}_2 \dots\dots\dots(2.8)$$

$$\text{Aliran massa antara 2 dan 3} = 1 - \dot{m}_2 \dots\dots\dots(2.9)$$

$$\text{Aliran massa antara 3 dan 7} = \dot{m}_3 \dots\dots\dots(2.10)$$

$$\text{Aliran massa antara 4 dan 7} = 1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 \dots\dots\dots(2.11)$$

$$\text{Aliran massa antara 7 dan 9} = 1 - \dot{m}_2 \dots\dots\dots(2.12)$$

$$\text{Aliran massa antara 9 dan 1} = 1 \dots\dots\dots(2.13)$$

dimana \dot{m}_2 dan \dot{m}_3 merupakan fraksi kecil dari 1. Neraca energi dilakukan terhadap *feedwater heater* tekanan-tinggi dan tekanan-rendah, masing-masing sebagai berikut:

$$\dot{m}_2 (h_2 - h_3) = (1 - \dot{m}_2) (h_9 - h_8) \dots\dots\dots(2.14)$$

$$\dot{m}_3 (h_3 - h_7) = (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_3 - h_7) \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana h adalah entalpi per satuan massa pada titik yang dikaji. Persamaan (2. 14) dan (2. 15) menunjukkan bahwa ada dua persamaan dan hanya dua besaran yang tidak diketahui, yaitu \dot{m}_2 dan \dot{m}_3 jika tekanan pengeluaran uap dari turbin diketahui, dan karena itu entalpinya juga diketahui. Berapa pun banyaknya pemanas air-umpan yang dipakai, banyaknya persamaan dan besaran yang tidak diketahui akan selalu sama, sehingga penyelesaiannya selalu bisa dicari. Bila

jumlah pemanas air-umpan besar sekali, penyelesaian persamaan aljabar linear sebanyak itu tentu memerlukan penggunaan komputer aliran-massa pada lubang masuk turbin (titik 1).

$$\text{Kalor ditambahkan } q_A = (h_1 - h_{10}) \dots\dots\dots(2.16)$$

$$\text{Kerja turbin } w_T = h_1 - h_2 + (1 - \dot{m}_2) (h_2 - h_3) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_3 - h_4) \dots(2.17)$$

$$\text{Kerja pompa } |\Sigma w_P| = (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_6 - h_5) + (1 - \dot{m}_2) (h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9) \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\text{Kalor dibuang } |q_R| = (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_4 - h_5) \dots\dots\dots(2.19)$$

$$\text{Kerja siklus netto } \Delta w_{net} = w_T - |w_P| \dots\dots\dots(2.20)$$

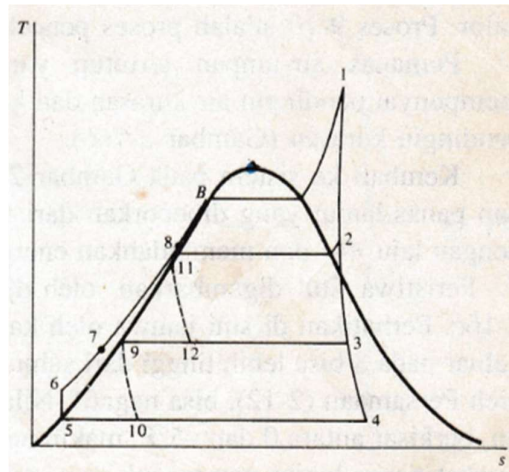
$$\text{Efisiensi termal siklus } \eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A} \dots\dots\dots(2.21)$$

(El-Wakil, M.M. 1985)

2.2.2 Pemanas Air-Umpan Jenis Tertutup Dengan Kurasan Berjenjang Mundur

Pemanas air-umpan jenis ini, walaupun menimbulkan susut-ketersediaan lebih besar daripada jenis terbuka, adalah jenis yang paling sederhana dan paling banyak dipakai dalam instalasi-daya. Jenis ini merupakan penukar-kalor jenis selongsong-dan-tabung (*shell-and-tube*).

Dalam pemanas air-umpan jenis tertutup, air-umpan dilewatkan melalui tabung, dan uap bocoran yang berada pada sisi-selongsong memberikan energinya



(b)

Gambar 2.5 Aliran skematis (a) dan diagram T - s (b) dari suatu siklus *Rankine* panas lanjut non-ideal dengan dua pemanas air-umpan jenis tertutup dengan kurasan berjenjang mundur

(Sumber : El-Wakil, M.M. 1985)

Pada Gambar 2.6 menunjukkan suatu diagram-alir sederhana dan diagram T - s yang sehubungan dengan itu, dari suatu siklus *Rankine* panas-lanjut non-ideal yang pada contoh ini mempunyai dua pemanas air-umpan jenis ini agar sederhana. Satu pompa, 5-6, memberi tekanan pada kondensat sehingga tekanannya cukup untuk melalui dua pemanas air-umpan dan masuk ke generator-uap pada 8. Juga, di sini, perbedaan antara garis tekanan-tinggi 6- B dan garis cairan-jenuh 5- B dibuat lebih besar supaya jelas.

Uap yang terkondensasi di dalam masing-masing pemanas air-umpan tentu tidak bisa dibiarkan mengumpul di situ dan harus dikeluarkan dan diumpankan kembali ke dalam sistem. Dalam pemanas air-umpan jenis ini, kondensat diumpankan kembali ke pemanas air-umpan yang tekanannya setingkat lebih rendah. Kondensat dari pemanas air-umpan dengan tingkat tekanan paling-rendah lain (tetapi tidak selalu) diumpankan kembali ke dalam kondensor. Jadi, dapat kita

bayangkan suatu kaskade (jenjangan) dan pemanas tekanan-tinggi ke tekanan-rendah. Karena itulah pemanas ini dinamakan “berjenjang”.

Kemudian, uap basah dari 3 dimasukkan ke pemanas air-umpan tekanan rendah dan memindahkan energinya ke air dingin-lanjut tekanan-tinggi pada 6. Peristiwa pada pemanas ini digambarkan pada diagram suhu-panjang pada Gambar 2.7a. Suhu air keluar pada 7 tidak dapat mencapai suhu uap-bocoran masuk pada 3. Beda-suhu yang disebut *beda-suhu terminal* (*terminal temperature difference*, disingkat TTD atau hanya TD) didefinisikan untuk pemanas air-umpan tertutup sebagai berikut:

$$\text{TTD} = \text{suhu } jenuh \text{ uap bocoran} - \text{suhu air keluar} \dots \dots \dots (2.22)$$

Nilai TTD berbeda-beda menurut tekanan pemanas. Dalam hal pemanas tekanan-rendah yang menerima uap-bocoran basah atau hampir jenuh, TTD positif dan nilainya biasanya sekitar 5°F. Beda-suhu ini dicapai dengan merancang perpindahan-kalor sebaik-baiknya pada pemanas itu. Jika beda-suhu itu terlalu kecil, walaupun ini baik dari segi efisiensi instalasi, namun ini akan memerlukan pemanas yang lebih besar sehingga tidak menguntungkan secara ekonomi. Jika beda suhu terlalu besar, efisiensi siklus akan terganggu. Pada beberapa pemanas, kurasan pada 9 agak dingin-lanjut. Hal ini akan kita tunjukkan nanti.

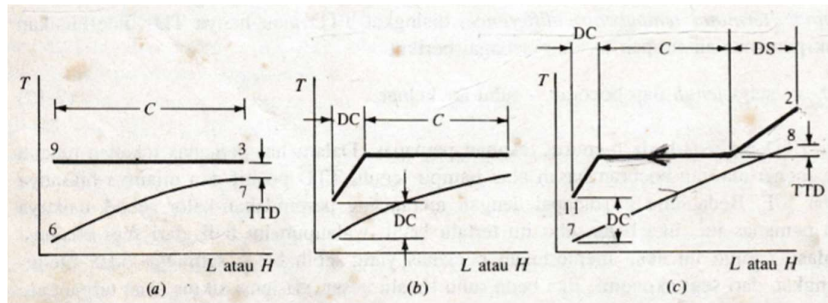
Kurasan dari pemanas bertekanan-rendah lalu dialirkan ke kondensor dan masuk sebagai campuran dua-fase pada 10. Proses ini adalah proses pencekikan dari tekanan pada 9 menjadi tekanan kondensor utama, dan karena itu terjadi susut

dalam ketersediaan, sebagaimana disinggung terdahulu. Ada lagi susut dalam ketersediaan akibat perpindahan-kalor. Proses 9-10 adalah proses pengekikan dan karena itu proses entalpi-tetap.

Pemanas air-umpan tertutup yang menerima uap-jenuh atau uap-basah boleh mempunyai pendingin air-kurasan dan karena itu terdiri atas bagian kondensasi dan bagian pendingin-kurasan (Gambar 2. 7b).

Kembali ke sistem pada Gambar 2. 6, pemanas air-umpan tekanan-tinggi menerima uap panas-lanjut yang dibocorkan dari turbin pada 2 yang mengalir pada sisi-selongsong dengan laju \dot{m}_2 dan memindahkan energi ke cairan dingin-lanjut yang masuk tabung pada 7. Peristiwa itu digambarkan oleh diagram suhu terhadap panjang lintas pada Gambar 2. 7c. Perhatikan disini bahwa oleh karena uap masuk itu panas-lanjut pada 2, suhu air-keluar pada 8 bisa lebih tinggi dari suhu-jenuh uap itu dan TTD, sebagaimana didefinisikan oleh Persamaan (2. 20), bisa negatif. Nilai TTD untuk pemanas tekanan-tinggi, oleh karena itu, berkisar antara 0 dan -5°F , makin negatif kalau tekanan makin tinggi, dan makin tinggi tingkat panas-lanjut uap masuk.

Perhatikan pula bahwa kurasan dalam pemanas ini agak dingin-lanjut dan karena itu memberi energi lebih banyak kepada air dan menyebabkan berkurangnya susut ketersediaan akibat pengekikan ke pemanas tekanan-rendah. Pemanas itu secara fisik terdiri atas bagian pembuang panas-lanjut (*desuperheater*), bagian kondensasi, dan bagian pendingin (Gambar 2. 7c). (El-Wakil, M.M. 1985)



Gambar 2.6 Diagram suhu-entalpi pemanas air-umpan pada Gambar 2. 6 (a) dan (b) tekanan-rendah dan (c) tekanan-tinggi. TTD = beda-suhu terminal, DS = pembuang panas-lanjut, C = kondensor, DC = pendingin kurasan.

(Sumber : El-Wakil, M.M. 1985)

Kurasan pada 11 sekarang dicekikkan ke pemanas tekanan-rendah, yaitu uap masuk pada 12 sebagai campuran dua-fase. Di situ ia bergabung dengan uap yang dibocorkan dari 3 dan dengan demikian membantu pemanasan air pada pemanas tekanan rendah. Gabungan $\dot{m}_2 + \dot{m}_3$ ini merupakan kurasan dari pemanas tekanan-rendah, yang dicekikkan ke kondensor utama pada 10. Air keluaran dari pemanas tekanan-tinggi pada 8 dan dibawa ke pembangkit-uap. Untuk menganalisis sistem ini, dilakukan neraca massa dan energi. Neraca massa, yang juga didasarkan atas satu satuan laju aliran pada lubang-masuk turbin, titik 1, diberikan, sesuai dengan arah jarum jam, oleh:

$$\text{Aliran massa antara 1 dan 2} = 1 \dots \dots \dots (2.23)$$

$$\text{Aliran massa antara 2 dan 3} = 1 - \dot{m}_2 \dots \dots \dots (2.24)$$

$$\text{Aliran massa antara 3 dan 10} = 1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 \dots \dots \dots (2.25)$$

$$\text{Aliran massa antara 10 dan 1} = 1 \dots \dots \dots (2.26)$$

$$\text{Aliran massa antara 2 dan 12} = \dot{m}_2 \dots\dots\dots(2.27)$$

$$\text{Aliran massa antara 3 dan 12} = \dot{m}_3 \dots\dots\dots(2.28)$$

$$\text{Aliran massa antara 12 dan 10} = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots\dots\dots(2.29)$$

Neraca energi pada *heater* tekanan-tinggi dan *heater* tekanan-rendah, masing-masing diberikan oleh.

$$\dot{m}_2 (h_2 - h_{11}) = h_8 - h_7 \dots\dots\dots(2.30)$$

$$\dot{m}_3 (h_3 - h_9) + \dot{m}_2 (h_{12} - h_9) = h_7 - h_6 \dots\dots\dots(2.31)$$

dan

Mengingat proses pencekikan adalah proses entalpi-tetap, sehingga

$$h_{12} = h_{11} \text{ dan } h_{10} = h_9$$

dan dengan mengetahui tekanan pembocoran-uap dari turbin sehingga entalpi pada persamaan (2. 30) dan (2. 31) semuanya diketahui, maka diperoleh dua persamaan dengan dua variabel yang tak diketahui, yaitu \dot{m}_2 dan \dot{m}_3 . Atau, pada umumnya, kita bisa punya berapa pun persamaan dan sebanyak itu pula yang tak diketahui, sehingga selalu dapat dicari penyelesaiannya. Parameter siklus yang berkaitan sekarang sudah didapat, juga sebagai energi per satuan laju aliran massa pada lubang-masuk turbin (titik 1).

$$\text{Kalor ditambahkan } q_A = h_1 - h_8 \dots\dots\dots(2.32)$$

$$\text{Kerja turbin } w_T = (h_1 - h_2) + (1 - \dot{m}_2) (h_2 - h_3) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_3 - h_4) \dots\dots(2.33)$$

$$\text{Kerja pompa } |\Sigma w_P| = h_6 - h_5 \dots\dots\dots(2.34)$$

$$\text{Kalor dibuang } |q_R| = (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_4 - h_5) + (\dot{m}_2 + \dot{m}_3) (h_{10} - h_5) \dots\dots\dots(2.35)$$

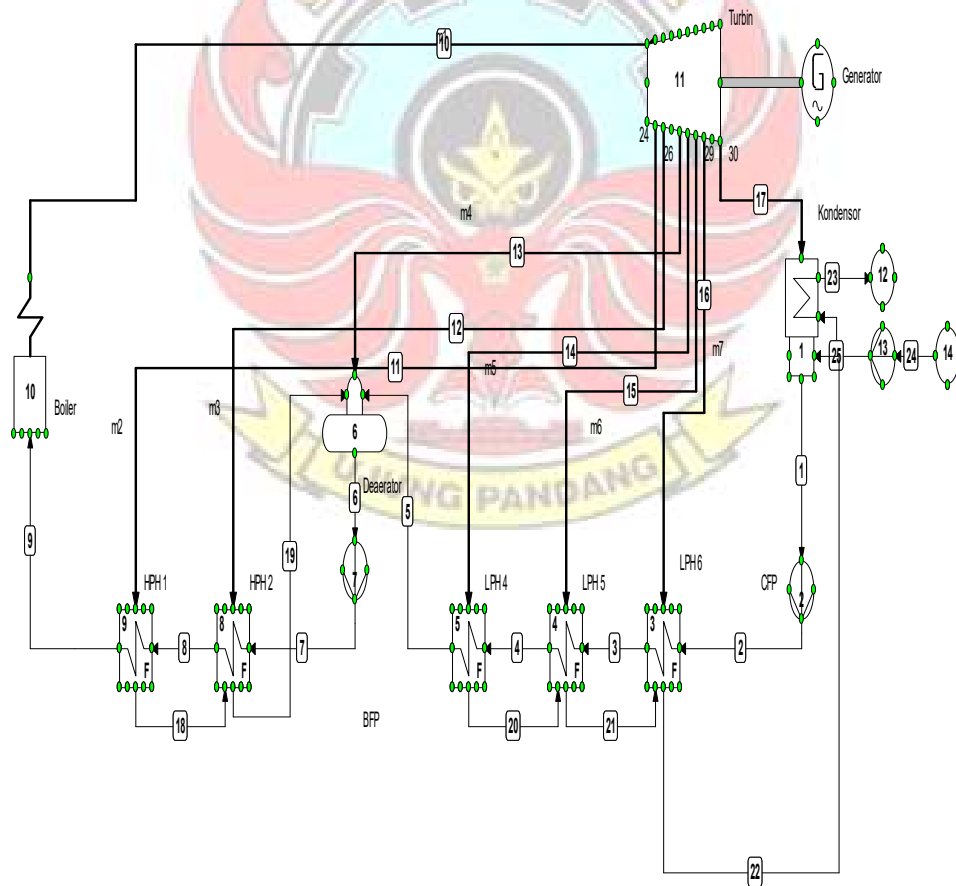
$$\text{Kerja siklus netto } \Delta w_{net} = w_T - |w_P| \dots\dots\dots(2.36)$$

$$\text{Efisiensi termal siklus } \eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A} \dots\dots\dots(2.37)$$

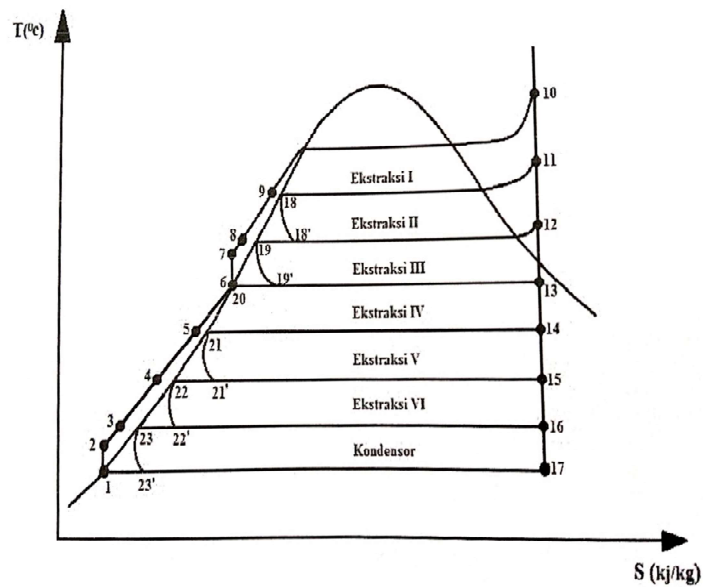
(El-Wakil, M.M. 1985)

2.2.3 Perhitungan Efisiensi Siklus PLTU Baru

Efisiensi Siklus Rankine mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto.



(a)



(b)

Gambar 2.7 Siklus *rankine* sistem PLTU Barru 2X50 MW (a) Diagram alir sistem PLTU Barru; (b) Diagram T-s sistem PLTU Barru (Sumber Pratama, Rian dan Eko Kurnala. 2014)

Untuk menganalisis sistem seperti terlihat pada Gambar 2.7, kita harus memperhitungkan neraca massa dan neraca energi.

$$\text{Aliran massa line } 10 = \dot{m}_1 \dots \dots \dots (2.38)$$

$$\text{Aliran massa line } 11 = \dot{m}_2 \dots \dots \dots (2.39)$$

$$\text{Aliran massa line } 12 = \dot{m}_3 \dots \dots \dots (2.40)$$

$$\text{Aliran massa line } 13 = \dot{m}_4 \dots \dots \dots (2.41)$$

$$\text{Aliran massa line } 14 = \dot{m}_5 \dots \dots \dots (2.42)$$

$$\text{Aliran massa line } 15 = \dot{m}_6 \dots \dots \dots (2.43)$$

$$\text{Aliran massa line 16} = \dot{m}_7 \dots \dots \dots (2.44)$$

Efisiensi termal berdasarkan Gambar 2.7 dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\text{Kalor ditambahkan } q_A = \dot{m} \times (h_{10} - h_9) \dots \dots \dots (2.45)$$

$$\begin{aligned} \text{Kerja turbin } w_T = & (h_{10} - h_{11}) + (1 - \dot{m}_2) (h_{11} - h_{12}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_{12} - h_{13}) + \\ & (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) (h_{13} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) (h_{14} - h_{15}) + (1 - \\ & \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6) (h_{15} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \\ & \dot{m}_7) (h_{16} - h_{17}) \dots \dots \dots (2.46) \end{aligned}$$

$$\text{Kerja pompa } |\Sigma w_P| = (\dot{m}_{CEP} \times (h_2 - h_1)) + (\dot{m}_{BFP} \times (h_7 - h_6)) \dots \dots \dots (2.47)$$

$$\text{Kalor dibuang } |q_R| = (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7 - \dot{m}_8) (h_{17} - h_1) \dots \dots \dots (2.48)$$

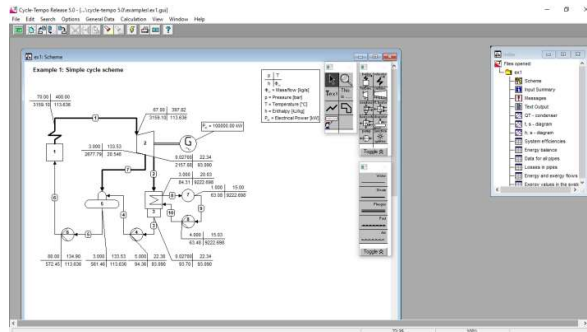
$$\text{Kerja siklus netto } \Delta w_{net} = w_T - |w_P| \dots \dots \dots (2.49)$$

$$\text{Efisiensi termal siklus } \eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A} \dots \dots \dots (2.50)$$

2.3 Penjelasan Perangkat Lunak Cycle-Tempo

Penelitian ini dilakukan dengan metode penelitian simulasi menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*. *Cycle-Tempo* adalah program untuk pemodelan termodinamika dan optimalisasi sistem untuk produksi listrik, panas, dan pendinginan. Sistem seperti itu sering kali terdiri dari berbagai siklus yang saling berhubungan yang masing-masing terdiri dari (terkadang banyak) peralatan yang

berbeda. Peralatan ini saling berhubungan dengan pipa, sehingga membentuk jaringan aliran massa dan energi yang kompleks. Tujuan utama Cycle-Tempo adalah menghitung ukuran aliran massa dan energi yang relevan dalam sistem. (Cycle-Tempo Manual Introduction)



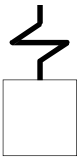

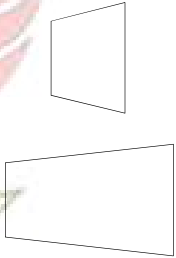
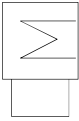

Gambar 2.8 Contoh pekerjaan *cycle tempo*
(Sumber : Satiti, Sekar. 2015)




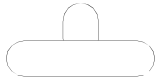








2.3.1 Ringkasan *Apparatus* Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa peralatan/*apparatus* dalam pembuatan diagram alir. Adapun jenis peralatan yang tersedia dalam *cycle tempo* dapat dilihat dari Tabel 2.1. (*Cycle-Tempo Manual Reference Guide*).

Tabel 2.1 Ringkasan komponen pada *cycle tempo*

Type	Default name	System equations	Symbol
1	Boiler	1M	
2	Reheater	1M	
3	Turbine	1M	
4	Condenser	2M / (EEQCOD = 2; type 6) 2M + 1E (EEQCOD = 1; type 12)	
5	Flash.Heater	2M + 1E	



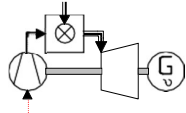


Lanjutan Tabel 2.1

Type	Default name	System equations	Symbol
6,12	Heat Exchgr.	2M / (EEQCOD = 2; type 6) 2M + 1P (EEQCOD = 1; type 12)	
7	Deaerator	1M + 1E	
8	Pump	1M	
9,11	Node	1M / (EEQCOD = 2; type 9) 1M + 1E (EEQCOD = 1; type 11)	
10	Sink/Source	1M (in case of only 1 pipe connected then 1M only if DELM, DELV or DELVN is specified)	
10	Heat Sink	1M (in case of only 1 pipe connected then 1M only if DELM, DELV or DELVN is specified)	
10	Stack	1M (only if DELM, DELV or DELVN is specified)	
13	Combustor	1M / (EEQCOD = 2) 2M (EEQCOD = 1, or EEQCOD = 2 if LAMBDA specified) (ash pipe connected @ +1M)	
14	Valve	2M	
15	Drum	1M + 1E	

Lanjutan Tabel 2.1

Type	Default name	System equations	Symbol
20	Reformer	$2M /$ (EEQCOD = 2) $2M + 1E$ (EEQCOD = 1) (SFRATI specified @ +1M)	
21	Fuel Cell	$2M /$ (EEQCOD = 2) $2M + 1E$ (EEQCOD = 1) (cooled LTFC @ +1M) (UOX specified @ +1M) (POWER specified @ +1M)	
22	Moist. Sepr.	$2M /$ (EEQCOD = 2) $2M + 1E$ (EEQCOD = 1) (if mass flow of separated moisture is calculated: +1M)	
23	Gasifier	$2 M /$ (EEQCOD = 2) $2 M + 1E$ (EEQCOD = 1) (ash pipe connected @ +1M) (OFRATI or ESTOFR specified @ +1M) (SFRATI specified @ +1M)	
25	Scrubber	$2M$	
26	Separator	$2M$	
27	Reactor	$1M$	

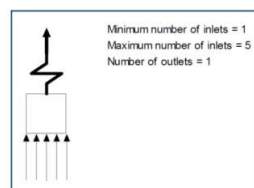
Lanjutan **Tabel 2.1**

Type	Default name	System equations	Symbol
28	Saturator	2M	
29	Compressor	1M	
30	Gas turbine	1M if a bottoming cycle is present	
G	Generator	-	
M	Electromotor	-	

2.3.2 Penjelasan *Apparatus* Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

Penelitian ini menggunakan beberapa *apparatus* yang diperlukan penjelasan secara khusus diantaranya :

A. *Boiler*

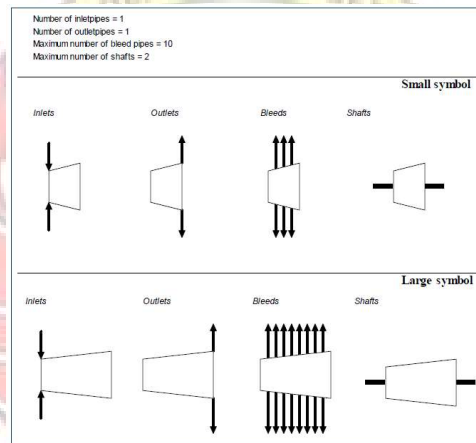


Gambar 2.9 *Boiler* dalam *cycle-tempo*

(Sumber : *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

Jenis *apparatus* ini dimaksudkan untuk digunakan sebagai *boiler* dalam siklus tertutup, di mana *boiler* hanya dimodelkan sebagai peralatan yang menambahkan panas ke dalam siklus dan di mana detail sistem gas buang tidak diperhitungkan. *Boiler* hanya terdiri dari *economizer*, *evaporator* dan *superheater*. *Inlet boiler* tersebut dapat mencapai maksimal 5 *inlet* dan minimum 1 *inlet* sedangkan untuk *outlet boiler* hanya 1 *outlet* berupa *steam*. (*Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

B. Turbin

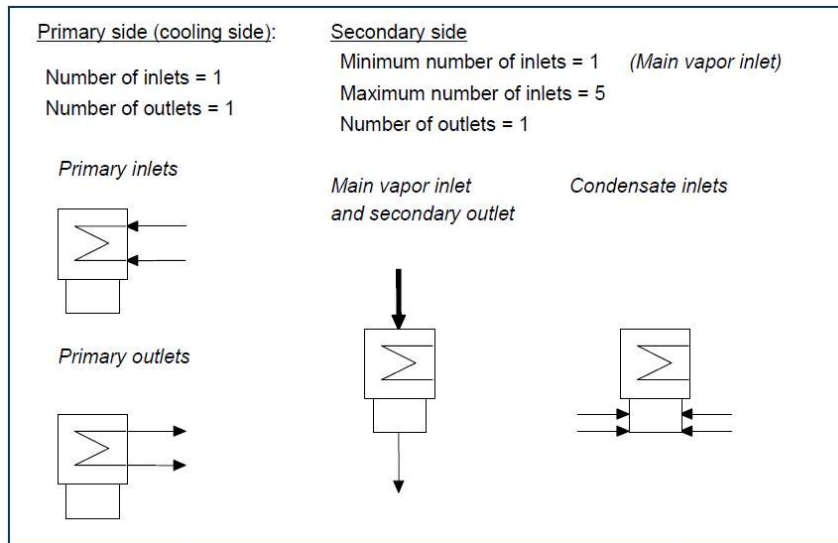


Gambar 2.10 Turbin dalam *cycle-tempo*

(Sumber : *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

Pada *cycle-tempo* terdapat 2 jenis turbin yang berbeda yaitu turbin dengan *small symbol* dan *large symbol* dengan perbedaan yang terdapat pada jumlah ekstraksi yang ada. Pada turbin terdapat maksimum 8 ceratan untuk *inlet* dan *outlet* bila melebihi dari jumlah tersebut dapat digunakan lebih dari 1 turbin. (Ansori, Erwiyana Fajar. 2017)

C. Condenser



Gambar 2.11 Condenser dalam cycle-tempo
(Sumber : *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

Condenser dirancang untuk perhitungan *condenser* dalam siklus turbin uap. Panas kondensasi kemudian dihilangkan melalui air pendingin.

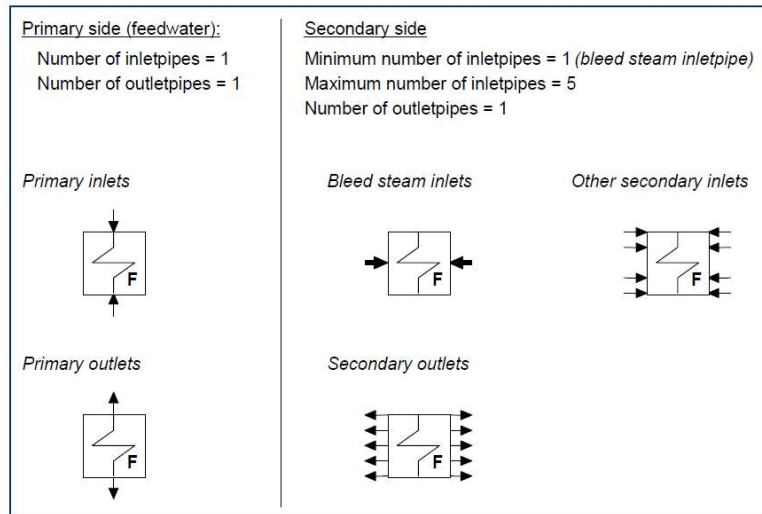
Dalam perhitungan dengan model *condenser* persamaan energi (keseimbangan energi) melalui *condenser* tersedia untuk menghitung variabel yang tidak diketahui (aliran massa atau entalpi). Itu variabel, yang diselesaikan dari persamaan energi, bergantung pada nilai Energy Equation CODE (EEQCOD):

- **EEQCOD = 1:** persamaan energi peralatan digunakan untuk menghitung laju aliran massa.
- **EEQCOD = 2:** persamaan energi peralatan digunakan untuk

menghitung entalpi di salah satu saluran masuk atau saluran keluar.

Jika EEQCOD tidak ditentukan, nilai default 1 digunakan.

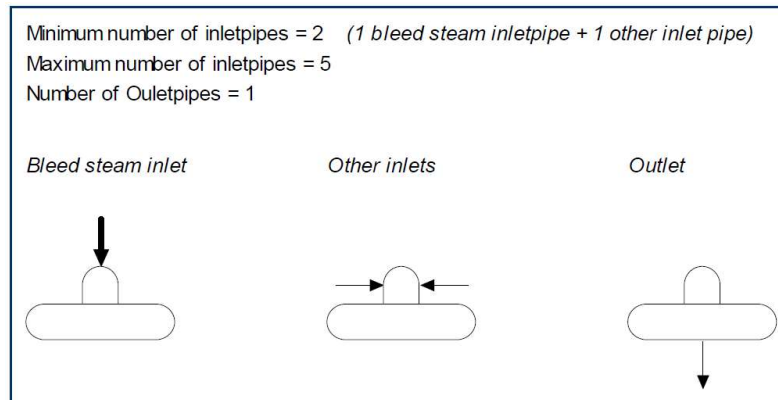
D. *Feedwater Heater*



Gambar 2.12 *Feedwater heater* dalam *cycle-tempo*
(Sumber : *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

Feedwater heater biasanya menggunakan uap ekstraksi dari turbin. Keseimbangan energi digunakan untuk perhitungan laju aliran massa. Saluran masuk sekunder (*secondary inlet*) mengacu pada garis ekstraksi dari turbin. (Sumber : *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*)

E. Deaerator



Gambar 2.13 Deaerator dalam cycle-tempo
(Sumber : Cycle-Tempo Manual Reference Guide)

Deaerator digunakan sebagai pemanas kontak umum (*contact heater*) dengan asumsi cairan jenuh di outlet. Keseimbangan energi peralatan ini digunakan untuk menghitung aliran massa yang tidak diketahui. (Sumber : Cycle-Tempo Manual Reference Guide)

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian “Analisis Operasi *Feedwater Heater* Pada PLTU Barru Unit 1 Menggunakan *Software Cycle Tempo*”. Dilaksanakan di PT. Indonesia Power Unit Jasa Pembangkitan (UJP) PLTU Barru 2 x 50 MW yang berlokasi di Desa Lampoko, Dusun Bawasalo, Kecamatan Balusu, Kabupaten Barru 2 km dari jalan utama trans Sulawesi Makassar-Parepare pada bulan September 2020.

3.2 Prosedur Penelitian

1. Studi Literatur

Penulis mencari referensi yang dapat menunjang dalam penelitian yang akan dilakukan.

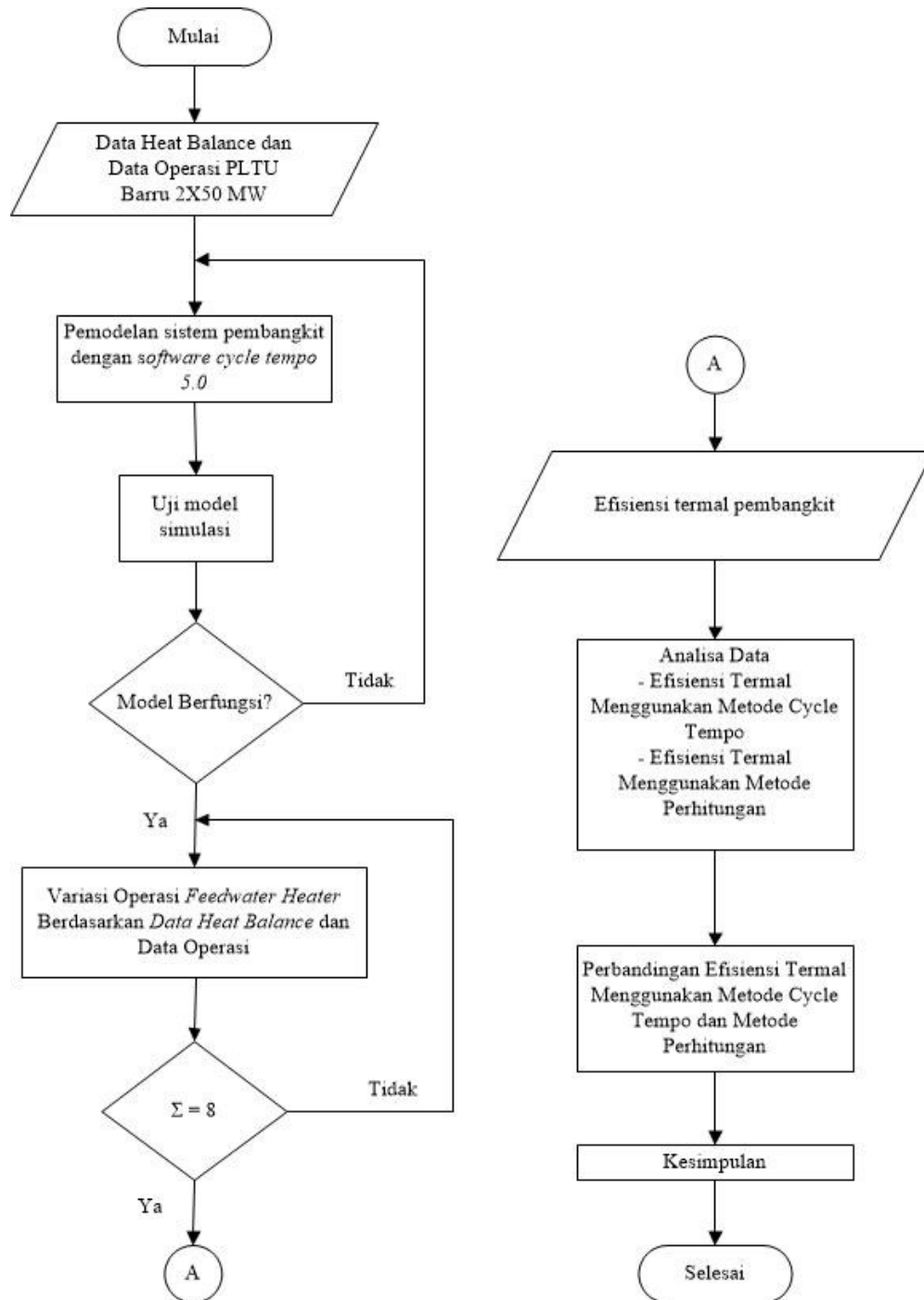
2. Observasi Lapangan

Penulis melakukan penelitian secara langsung terhadap objek penelitian untuk memperoleh data-data yang akan diperlukan dengan turun langsung ke lapangan dan memahami sistem yang ada di PLTU Barru.

3. Pengambilan Data

Pengambilan data *heat balance* dan data operasi di PLTU Barru berupa : data komisioning, dan data aktual yang meliputi tekanan, temperatur, serta laju aliran uap.

3.3 Diagram Alir



Gambar 3.1 Diagram alir langkah penelitian

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Spesifikasi PLTU Barru 2X50 MW

Analisis efisiensi termal PLTU yang dilakukan menggunakan data *heat balance* dan data operasi di PLTU Barru 2X50 MW sebagai acuan pembahasan.

Data pada PLTU Barru 2X50 MW sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data Spesifikasi Bahan Bakar

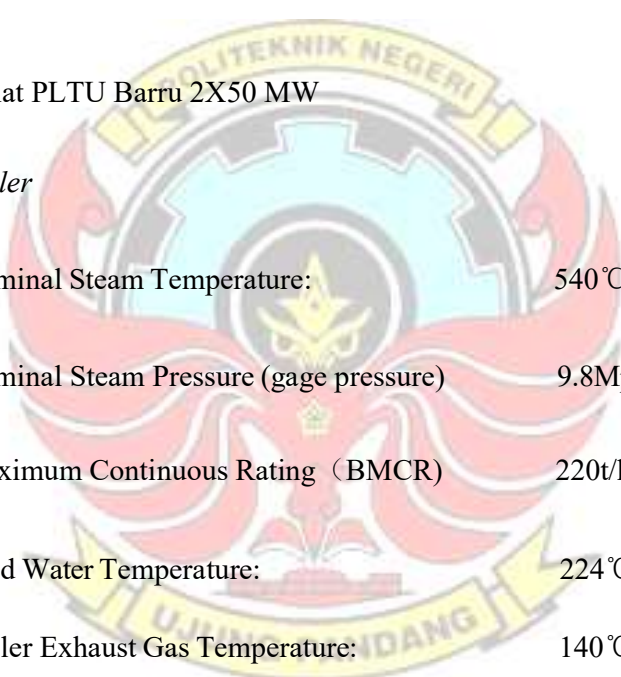
Items	Symbol	Unit	Design of fuel
Carbon content as received	Car	%	44.33
Hydrogen content as received	Har	%	2.70
Oxygen content as received	Oar	%	16.54
Nitrogen content as received	Nar	%	0.51
Sulphur content as received	St.ar	%	1.27
Ash content as received	Aar	%	5.00
Water content as received	Mar	%	29.65
Dry ash-free vdaf	Vdaf	%	53.85
(HHV) High heating value as received	Qar.g	kcal/kg	4000
(LHV) Low heating value as received	Qar.net	kcal/kg	3680
dmax=8mm,d50=2mm, allowed to be lower than 5% between 8mm and 10mm			

Lanjutan **Tabel 4.1**

	Symbo l	UNIT	Design fuel Coal
Carbon	Car	%	44.33
Hydrogen	Har	%	2.7
Oxygen	Oar	%	16.54
Nitrogen	Nar	%	0.51

Spesifikasi Alat PLTU Barru 2X50 MW

A. *Boiler*



Nominal Steam Temperature:	540°C
Nominal Steam Pressure (gage pressure)	9.8Mpa
Maximum Continuous Rating (BMCR)	220t/h
Feed Water Temperature:	224°C
Boiler Exhaust Gas Temperature:	140°C
Fuel Consumption	30.9t/h
Limestone Consumption	1.5t/h
Air Heater Entering Air Temperature	20°C
First Hot Air Temperture	219°C
Second Hot Air Temperture	210°C

Ratio of First and Second Inflow	60: 40
Boiler Continual Blow-down Rate	2%
Circulation Ratio	25~30
Boiler's calculated thermal efficiency	
BMCR	90.09%
Change over HP	89.96%
Boiler Fly Ash Ratio	70%
Set Coal Consumption	40t/h
Boiler MCR Steam Flow:	220t/h
Boiler Peak Steam Flow:	242 t/h (Intermediate Peak Loading)
Main Steam Outlet Temperature:	540+5/-0 °C
Main Steam Outlet Pressure(g)	9.8MPa
Feed Water Inlet Temperature:	224+/- 5 °C
Exhaust Gas Temperature:	~145 °C
Ambient Air temperature	20 °C

B. *Turbine*

Tabel 4.2 Spesifikasi Turbin

Serial No	Name	Unit	Numerical value	Remarks
a.	Steam pressure before entering main steam valve	MPa	8.83	Rated
			9.32	Maximum
			8.34	Minimum
b.	Temperature of steam before entering main steam valve	°C	535	Rated
			540	Maximum
			525	Minimum
c.	Steam admission amount	t/h	217	Rated working condition
d.	Rated capacity of turbine	MW	50	Rated
e.	Seam exhaust pressure at rated working condition	KPa	8.7	
f.	Seam exhaust pressure at working condition in summer	KPa	11.8	
g.	Water feeding temperature	°C	217.4	Rated working condition
			219.2	Summer working condition
h.	Steam turbine steam consumption under TMCR (calculated value)	kg/kW.h	3.688	
i.	Steam turbine heat consumption under TMCR (calculated value)	kJ/kW.h	9274.3	
j.	Steam turbine heat consumption under TMCR (guarantee value)	kJ/kW.h	9328.2	
k.	Cooling water temperature	°C	30	Rated
			33	Maximum
l.	Steam turbine steering	Clockwise (from steam turbine head to tail)		
m.	Rated speed of steam turbine	r/min	3000	
n.	Critical speed of single rotor of steam Turbine	r/min	1562.3	Elastic support
o.	Maximum vibration of bearing cover of steam turbine	mm	0.03	
p.	Maximum vibration of bearing cover at critical speed	mm	0.10	
q.	Center height of steam turbine (to the operation platform)	mm	800	
r.	Total weight of steam turbine main Body	T	132	
s.	Lifting weight of upper half Cylinder	T	25	

t.	Lifting weight of lower half cylinder (outside clapboard)	T	38	
u.	Total weight of steam turbine rotor(including half of shaft joint)	T	19.7	

C. *Generator*

Rate power	: 60 MW
Rate output	: 70.6 MW
Rate speed	: 3000 rpm
Frequency	: 50 Hz
PF	: 0.85
Exiter current	: 740 A
Connection	: Y

D. *Condenser*

Type	: Two-surface type
Cooling area	: 3500 m ²
Net weight outside water	: 105 t
Weight in running	: 220 t
Cooling water temperature (design value)	: 30°C

E. *Condensate Pump*

Model	: 65LDTN-10
Flow Rate	: 200 m ³ /h
Lift	: 155 m
Shaft Power	: 150 KW
Pump Efficiency	: 76%

F. *Low Pressure Heater*

Tabel 4.3 Spesifikasi *Low Pressure Heater*

Name Parameter	#4 low-pressure heater		#5 low-pressure heater		#6 low-pressure heater	
	Tube side	Shell side	Tube side	Shell side	Tube side	Shell side
Design temperature °C	165	260	135	180	85	95
Design pressure MPa	2.5	0.8	2.5	0.4	2.5	0.1
Working pressure MPa	2.0	0.7	2.0	0.3	2.0	-0.05
Heating area m ²	170		170		185	

G. *High Pressure Heater*

Tabel 4.4 Spesifikasi *High Pressure Heater*

Name Parameter	#1 High-pressure heater		#2 High-pressure heater	
	Tube side	Shell side	Tube side	Shell side
Design temperature °C	270	320	250	280
Design pressure MPa	17.15	1.9	17.65	1.9
Working pressure MPa	17.15	2.741	17.15	1.566
Heat exchange area m ²	190		220	

H. *Boiler Feed Pump*

Manufacture : Zengzou Power Equipment Work
 Type : 100SB-P
 Flow rate : 267 m³

Head : 1480 m
 Rated speed : 2985 rpm
 Efficiency : 76%
 NPSH : 6 m

I. *Deaerator*

Tabel 4.5 Spesifikasi *High Pressure Deaerator Head*

<p>Technical Parameter</p>	<p>Design Pressure: Shell Side (Shell) <u>0.65</u> MPa Design Temperature: Shell Side (Shell): <u>320</u> °C T Operating Medium: Shell Side (Shell): <u>Super Steam/Water</u> MAX. Operating Pressure: Shell Side (Shell): <u>0.49</u> MPa. Structure Type: Single Wall Volume <u>8.66</u> m³ Weight <u>5815.58</u> kg Specification: Inside Diameter ø <u>1700</u> mm Wall Thickness <u>12</u> mm Total Length <u>5703</u> mm</p>
<p>Static Pressure Test</p>	<p>Static Pressure Test: Shell Side (Shell) <u>1.10</u> Mpa Weld Seal Test Pressure for Pad Reinforcement: <u>0.4~0.5</u> MPa</p>

Tabel 4.6 Spesifikasi *High Pressure Deaerator Water Tank*

<p>Technical Parameter</p>	<p>Design Pressure: Shell Side (Shell) <u>0.65</u> MPa Design Temperature: Shell Side (Shell): <u>220</u> °C Operating Medium: Shell Side (Shell): Super Steam/Water MAX. Operating Pressure: Shell Side (Shell): <u>0.49</u> MPa Structure Type: <u>Single Wall</u> Volume <u>45 m³</u> Weight <u>13139.38</u> kg Specification: Inside Diameter <u>ø 2800 mm</u> Wall Thickness <u>14 mm</u> Total Length <u>8304</u> mm</p>
<p>Static Pressure Test</p>	<p>Static Pressure Test: Shell Side (Shell) <u>0.92</u> Mpa Weld Seal Test Pressure for Pad Reinforcement: <u>0.4~0.5</u> MPa</p>



4.2 Analisis PLTU Barru 2X50 MW (Data Heat Balance)

Tabel 4.7 Data Heat Balance

Variasi			FWH ON	HPH OFF
Beban (KW)			55581.3	50585.1
Boiler	Inlet (Water)	Temperatur (°C)	222.72	160.08
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	959.85	684.1
	Outlet (Steam)	Tekanan (bar)	88.26	88.26
		Temperatur (°C)	535	535
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	3474.4	3474.4
	Batu bara	Flow (kg/s)	9.3964	10.2304
		GCV/LHV (Kj/kg)	15397.12	15397.12
	Turbin	Main Steam	Tekanan (bar)	65
Temperatur (°C)			498.59	484.14
Flow (kg/s)			55.31366	46.60114
Enthalpi (Kj/kg)			3412.5	3389.7
Ekstraksi 1		Tekanan (bar)	28.11	0
		Temperatur (°C)	384.37	0
		Flow (kg/s)	3.20256	0
		Enthalpi (Kj/kg)	3200.1	0
Ekstraksi 2		Tekanan (bar)	14.81	0
		Temperatur (°C)	349.6	0
		Flow (kg/s)	3.53894	0
		Enthalpi (Kj/kg)	3148.9	0
Ekstraksi 3		Tekanan (bar)	5.884	5.884
		Temperatur (°C)	297.94	294.59
		Flow (kg/s)	2.39914	2.89676
		Enthalpi	3059.2	3059.2

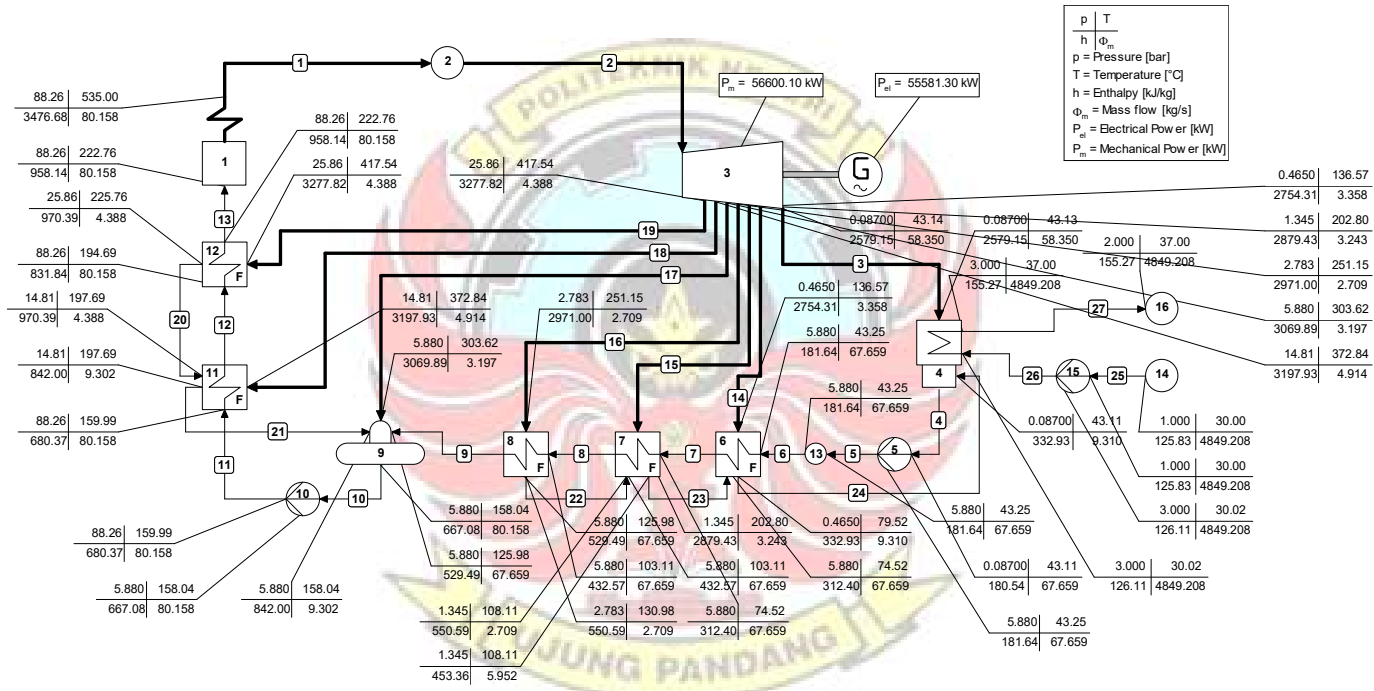
		(Kj/kg)		
	Ekstraksi 4	Tekanan (bar)	2.783	2.635
		Temperatur (°C)	193.84	202.52
		Flow (kg/s)	2.0155	1.8626
		Enthalpi (Kj/kg)	2854.7	2873.3
	Ekstraksi 5	Tekanan (bar)	1.345	1.274
		Temperatur (°C)	108.13	106.52
		Flow (kg/s)	2.56038	2.3769
		Enthalpi (Kj/kg)	2627.9	2633.2
	Ekstraksi 6	Tekanan (bar)	0.465	0.441
		Temperatur (°C)	79.54	78.28
		Flow (kg/s)	2.47142	2.21566
		Enthalpi (Kj/kg)	2525.8	2531.9
Condenser	Inlet	Tekanan (bar)	0.087	0.087
		Temperatur (°C)	43.14	43.14
		Flow (kg/s)	40.87434	38.81436
		Enthalpi (Kj/kg)	2291.9	2299.6
	Outlet	Temperatur (°C)	43.14	43.14
		Flow (kg/s)	49.11982	45.3557
HPH 1	Inlet	Temperatur (°C)	194.69	160.08
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	834.5	684.1
	Outlet	Temperatur (°C)	222.72	160.08
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	959.85	684.1
	Drain	Temperatur (°C)	225.72	0
		Flow (kg/s)	3.20256	0
		Enthalpi	970.25	0

		(Kj/kg)		
HPH 2	Inlet	Temperatur (°C)	160.08	160.08
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	684.1	684.1
	Outlet	Temperatur (°C)	194.69	168.08
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	834.5	684.1
	Drain	Temperatur (°C)	197.69	0
		Flow (kg/s)	6.7415	0
		Enthalpi (Kj/kg)	842.07	0
Deaerator	Inlet	Temperatur (°C)	126	124.18
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557
		Enthalpi (Kj/kg)	530.02	522.26
	Outlet	Temperatur (°C)	158.09	158.09
		Flow (kg/s)	56.99	48.094
		Enthalpi (Kj/kg)	667.18	667.18
LPH 4	Inlet	Temperatur (°C)	103.13	101.52
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557
		Enthalpi (Kj/kg)	433.25	426.5
	Outlet	Temperatur (°C)	126	124.18
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557
		Enthalpi (Kj/kg)	530	522.26
	Drain	Temperatur (°C)	131	129.18
		Flow (kg/s)	2.0155	1.8626
		Enthalpi (Kj/kg)	550.47	542.66
LPH 5	Inlet	Temperatur (°C)	74.54	73.28
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557

		Enthalpi (Kj/kg)	313.23	307.96
	Outlet	Temperatur (°C)	103.13	101.52
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557
		Enthalpi (Kj/kg)	433.25	426.5
	Drain	Temperatur (°C)	108.13	106.52
		Flow (kg/s)	4.57588	4.2395
		Enthalpi (Kj/kg)	453.27	446.29
LPH 6	Inlet	Temperatur (°C)	43.64	43.64
		Flow (kg/s)	48.00782	45.35014
		Enthalpi (Kj/kg)	183.91	183.91
	Outlet	Temperatur (°C)	74.54	73.28
		Flow (kg/s)	48.00782	45.3557
		Enthalpi (Kj/kg)	313.23	307.996
	Drain	Temperatur (°C)	79.54	78.28
		Flow (kg/s)	7.0473	6.45516
		Enthalpi (Kj/kg)	332.94	327.66
BFP	Temperatur Outlet (°C)		160.08	160.08
	Flow (kg/s)		56.99	48.094
	Enthalpi (kJ/kg)		684.1	684.1
CEP	Temperatur Outlet (°C)		43.64	43.64
	Flow (kg/s)		48.0078	45.3557
	Enthalpi (kJ/kg)		183.91	183.91

4.2.1 Analisis PLTU Barru 2X50 MW Semua *Feedwater Heater In Service*

4.2.1.1 Metode *Cycle Tempo*



Gambar 4.1 Simulasi *Cycle Tempo* Data Heat Balance Semua *Feedwater Heater* Beroperasi

Hasil simulasi *Cycle Tempo* pada daya sebesar 55.5813 MW menunjukkan efisiensi pembangkit sebesar 27.532%.

4.2.1.2 Metode Perhitungan

- Kalor ditambahkan di Boiler

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

$$q_A = 55.3137 \text{ kg/s} \times (3412.15 - 959.85) \text{ kJ/kg}$$

$$q_A = 135645.79 \text{ kJ/s}$$

- Kerja turbin

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2) (h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) (h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) (h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6) (h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7) (h_{14} - h_3)$$

$$w_T = 55.3137 \text{ kg/s} \cdot (3412.15 - 3200.1) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256) \text{ kg/s} \cdot (3200.1 - 3148.9) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256 - 3.53894) \text{ kg/s} \cdot (3148.9 - 3059.2) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256 - 3.53894 - 2.39914) \text{ kg/s} \cdot (3059.2 - 2854.7) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256 - 3.53894 - 2.39914 - 2.0155) \text{ kg/s} \cdot (2854.7 - 2627.9) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256 - 3.53894 - 2.39914 - 2.0155 - 2.56038) \text{ kg/s} \cdot (2627.9 - 2525.8) \text{ kJ/kg} + (55.3137 - 3.20256 - 3.53894 - 2.39914 - 2.0155 - 2.56038 - 2.47142) \text{ kg/s} \cdot (2525.8 - 2291.9) \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 51610.19 \text{ kJ/s}$$

- Kerja pompa

$$|\Sigma w_p| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

$$|\Sigma w_p| = (48.0078 \text{ kg/s} \cdot (183.91 - 180.59) \text{ kJ/kg}) + (56.99 \text{ kg/s} \cdot (684.1 - 667.18) \text{ kJ/kg})$$

$$|\Sigma w_p| = 1123.66 \text{ kJ/s}$$

- Kerja siklus netto

$$\Delta w_{net} = w_T - |w_p|$$

$$\Delta w_{net} = 51610.19 \text{ kJ/s} - 1123.66 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta w_{net} = 50486.53 \text{ kJ/s}$$

- Efisiensi termal siklus

$$\eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A}$$

$$\eta_{th} = \frac{50486.53}{135645.79}$$

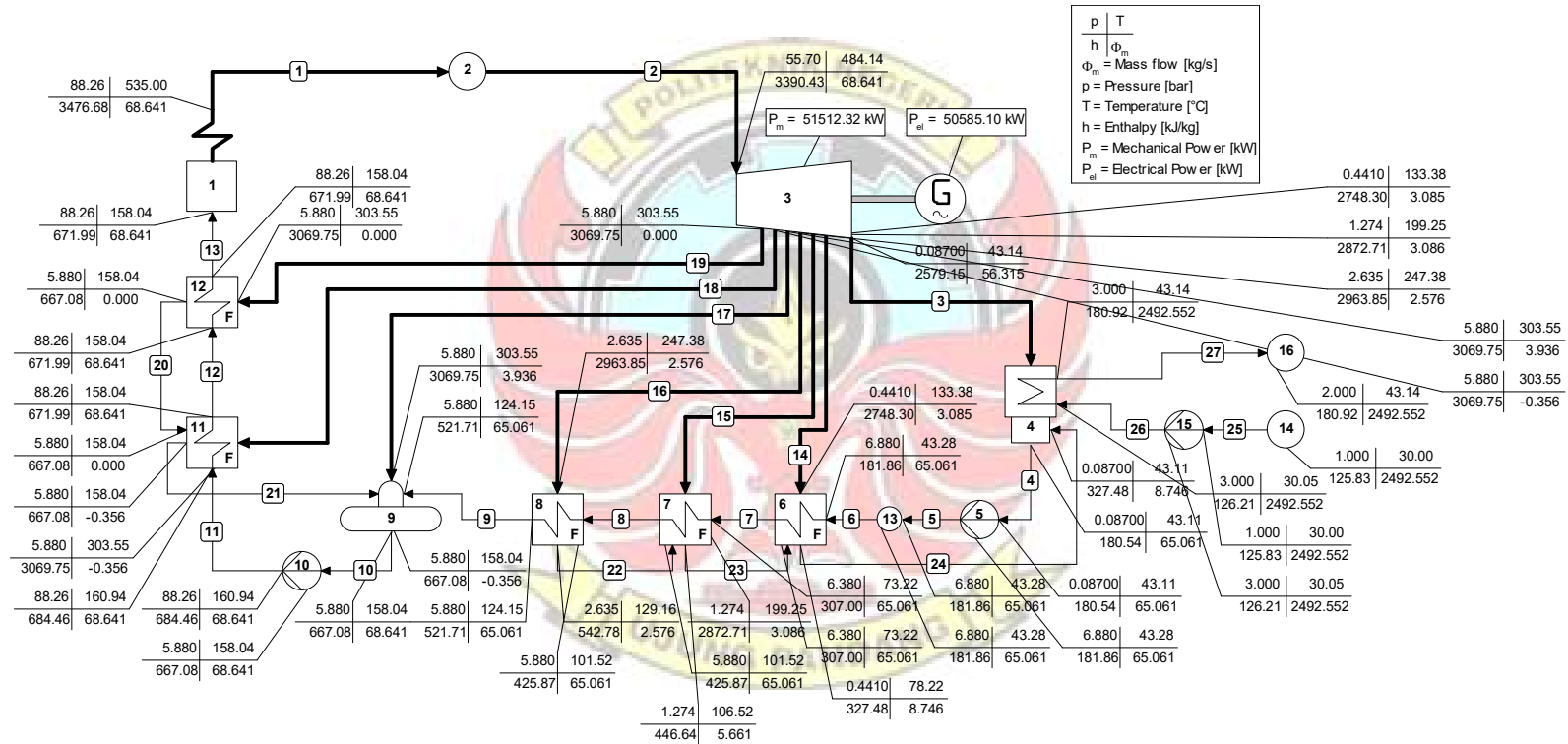
$$\eta_{th} = 0.3722$$

$$\eta_{th} = 37.22\%$$



4.2.2 Analisis PLTU Barru 2X50 MW HPH *Out of Service*

4.2.2.1 Metode *Cycle Tempo*



Gambar 4.2 Simulasi *Cycle Tempo* Data Heat Balance HPH *Out of Service* (off)

Hasil simulasi *Cycle Tempo* pada daya sebesar 50.5851 MW menunjukkan efisiensi pembangkit sebesar 26.276%.

4.2.2.2 Metode Perhitungan

- Kalor ditambahkan di Boiler

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

$$q_A = 46.6011 \text{ kg/s} \times (3389.7 - 684.1) \text{ kJ/kg}$$

$$q_A = 126083.94 \text{ kJ/s}$$

- Kerja turbin

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2) (h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) (h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) (h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6) (h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7) (h_{14} - h_3)$$

$$w_T = 46.6011 \text{ kg/s} \cdot (3389.7 - 0) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0) \text{ kg/s} \cdot (0 - 0) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0 - 0) \text{ kg/s} \cdot (0 - 3059.2) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0 - 0 - 2.89676) \text{ kg/s} \cdot (3059.2 - 2873.3) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0 - 0 - 2.89676 - 1.8626) \text{ kg/s} \cdot (2873.3 - 2633.2) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0 - 0 - 2.89676 - 1.8626 - 2.3769) \text{ kg/s} \cdot (2633.2 - 2531.9) \text{ kJ/kg} + (46.6011 - 0 - 0 - 2.89676 - 1.8626 - 2.3769 - 2.21566) \text{ kg/s} \cdot (2531.9 - 2299.6) \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 46223.28 \text{ kJ/s}$$

- Kerja pompa

$$|\Sigma w_p| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

$$|\Sigma w_p| = (45.3557 \text{ kg/s} \cdot (183.91 - 180.59) \text{ kJ/kg}) + (48.094 \text{ kg/s} \cdot (684.1 - 667.18) \text{ kJ/kg})$$

$$|\Sigma w_p| = 964.33 \text{ kJ/s}$$

- Kerja siklus netto

$$\Delta w_{net} = w_T - |w_p|$$

$$\Delta w_{net} = 46223.28 \text{ kJ/s} - 964.33 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta w_{net} = 45258.95 \text{ kJ/s}$$

- Efisiensi termal siklus

$$\eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A}$$

$$\eta_{th} = \frac{45258.95}{126083.94}$$

$$\eta_{th} = 0.3589$$

$$\eta_{th} = 35.89\%$$



4.3 Analisis PLTU Barru 2X50 MW (Data Operasi)

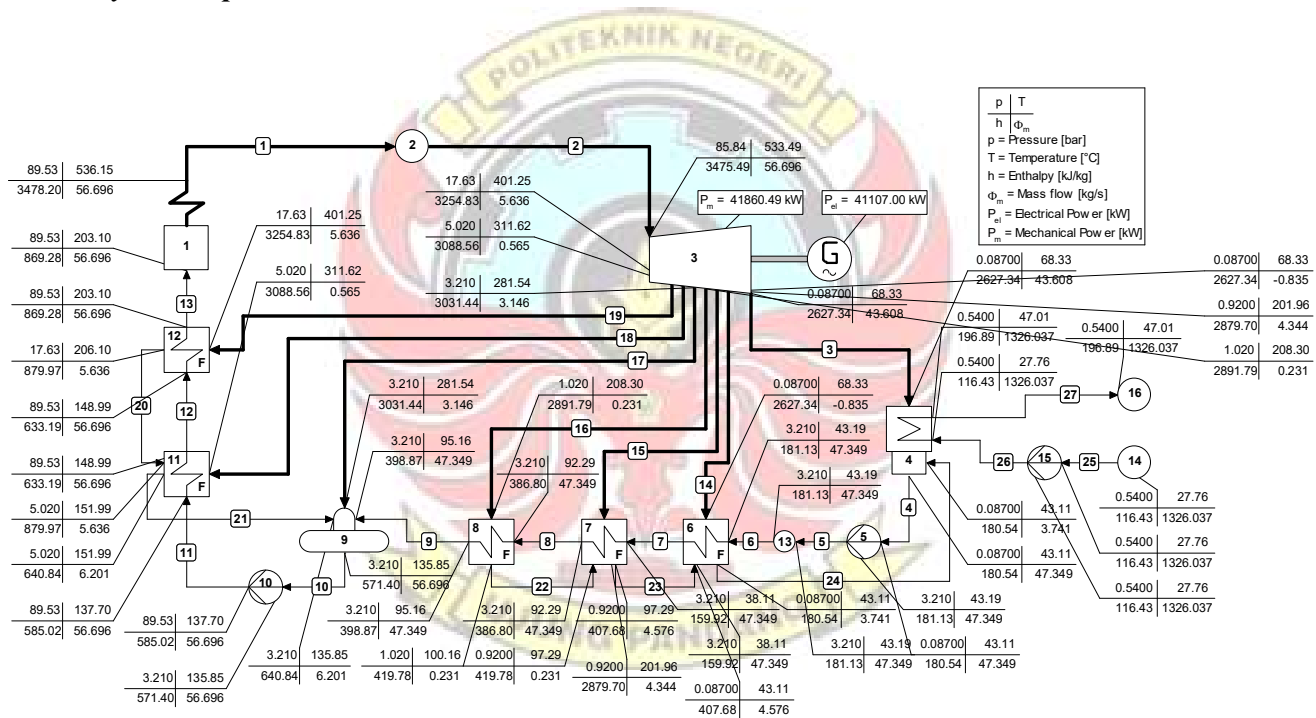
4.3.1 Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW

Tabel 4.8 Data Operasi Beban 42 MW

Variasi		FWH ON	HPH 1 & HPH 2 OFF	
Tanggal		28/8/2020	28/8/2019	
Beban (MW)		41.107	42.134	
Boiler	Inlet (Water)	Tekanan (bar)	142.36	147.58
		Temperatur (°C)	201.816	103.389
		Flow (kg/s)	61.432	44.81
	Outlet (Steam)	Tekanan (bar)	89.53	88.14
		Temperatur (°C)	536.153	534.952
	Batu bara	Flow (kg/s)	8.672	8.974
GCV (cal/g)		4057.22	4334	
Turbin	Steam	Tekanan (bar)	85.84	85.21
		Temperatur (°C)	533.486	534.395
		Flow (kg/s)	52.006	48.902
	Ekstraksi 1	Temperatur (°C)	397.084	100.612
		Tekanan (bar)	17.63	0.07
	Ekstraksi 2	Temperatur (°C)	451.974	101.379
		Tekanan (bar)	5.02	0.05
	Temperatur Ekstraksi 3		461.144	450.945
	Tekanan Deaerator		3.21	2.35
	Ekstraksi 4	Temperatur (°C)	249.727	239.302
		Tekanan (bar)	1.02	0.62
	Ekstraksi 5	Temperatur (°C)	78.054	113.581
		Tekanan (bar)	0.92	-0.13
	Ekstraksi 6	Temperatur (°C)	144.411	307.5
Tekanan (bar)		-0.057	-0.51	
Condenser	Temperatur Inlet (°C)		68.331	63.062
CEP	Temperatur Outlet (°C)		65.86	60.761
	Tekanan Outlet (bar)		12.11	13.82
Feedwater	Tekanan BFP (Inlet HPH 2) (bar)		145.45	149.68
	Temperatur Deaerator (Inlet HPH 2) (°C)		141.005	102.084
	Flow Inlet Deaerator (Outlet LPH 4) (kg/s)		49.378	39.136

4.3.1.1 Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW (Semua *Feedwater Heater In Service*)

4.3.1.1.1 Metode *Cycle Tempo*



Gambar 4.3 Simulasi *Cycle Tempo* Data Operasi 42 MW Semua *Feedwater Heater In Service* (on)

Hasil simulasi *Cycle Tempo* pada daya sebesar 41.107 MW menunjukkan efisiensi pembangkit sebesar 27.791%.

4.3.1.1.2 Metode Perhitungan

- Kalor ditambahkan di Boiler

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

$$\text{Dimana, } \dot{m} = 52.006 \text{ kg/s}$$

Untuk menghitung h_2 menggunakan table uap A-4 (*Superheated water vapor*) pada $P_2 = 85.84$ bar dan $T_2 = 533.486^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_2 = 3475.12$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{13} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{13} = 201.816^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{13} = 859.909$ kJ/kg.

Jadi,

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

$$q_A = 52.006 \text{ kg/s} \times (3475.12 - 859.909) \text{ kJ/kg}$$

$$q_A = 136006.66 \text{ kJ/s}$$

- Kerja turbin

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2) (h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) (h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) (h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6) (h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7) (h_{14} - h_3)$$

Menentukan laju aliran massa

$$\dot{m}_2 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 5.62\% = 2.923 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 6.21\% = 3.229 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 4.21\% = 2.189 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 3.54\% = 1.841 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_6 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 4.49\% = 2.335 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = 52.006 \text{ kg/s} \cdot 4.34\% = 2.257 \text{ kg/s}$$

Menentukan enthalpi

Untuk menghitung h_2 menggunakan table uap A-4 (*Superheated water vapor*) pada $P_2 = 85.84$ bar dan $T_2 = 533.486^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_2 = 3475.12$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{19} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{19} = 17.63$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{19} = 2795.47$ kJ/kg..

Untuk menghitung h_{18} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{18} = 5.02$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{18} = 2748.28$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{17} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{17} = 3.21$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{17} = 2728$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{16} menggunakan table A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{16} = 1.02$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{16} = 2675.82$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{15} menggunakan table A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{15} = 0.92$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{15} = 2671.28$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{14} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{14} = 144.411^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{14} = 2738.87$ kJ/kg

Untuk menghitung h_3 menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Temperature Table*) pada $T_3 = 68.331^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_3 = 2622.98$ kJ/kg

Maka,

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2)(h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3)(h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7)(h_{14} - h_3)$$

$$w_T = 52.006 \text{ kg/s} \cdot (3475.12 - 2795.47) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923) \text{ kg/s} \cdot (2795.47 - 2748.28) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923 - 3.229) \text{ kg/s} \cdot (2748.28 - 2728) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923 - 3.229 - 2.189) \text{ kg/s} \cdot (2728 - 2675.82) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923 - 3.229 - 2.189 - 1.841) \text{ kg/s} \cdot (2675.82 - 2671.28) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923 - 3.229 - 2.189$$

$$- 1.841 - 2.335) \text{ kg/s} \cdot (2671.28 - 2738.87) \text{ kJ/kg} + (52.006 - 2.923 - 3.229 - 2.189 - 1.841 - 2.335 - 2.257) \text{ kg/s} \cdot (2738.87 - 2622.98) \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 42705 \text{ kJ/s}$$

- Kerja pompa

$$|\Sigma w_P| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

Menentukan enthalpi

Untuk menghitung h_4 menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_4 = 68.331^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_4 = 285.399 \text{ kJ/kg}$ dan $v_4 = 0.00102183198 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Untuk menghitung h_5 pada $P_5 = 12.11 \text{ bar}$ pada kondisi *saturated liquid*, dimana $S_4 = S_5$ maka didapat $h_5 = 285.411 \text{ kJ/kg}$.

Untuk menghitung h_{10} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{10} = 141.005^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{10} = 592.871 \text{ kJ/kg}$ dan $v_{10} = 0.0010807854 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Untuk menghitung h_{11} pada $P_{11} = 145.45 \text{ bar}$ pada kondisi *saturated liquid*, dimana $S_{10} = S_{11}$ maka didapat $h_{11} = 593.024 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{m}_9 = 49.378 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{13} = 61.432 \text{ kg/s}$$

$$|\Sigma w_P| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

$$|\Sigma w_p| = (49.378 \text{ kg/s} \cdot (285.411 - 285.395) \text{ kJ/kg}) + (61.432 \text{ kg/s} \cdot (593.024 - 592.871) \text{ kJ/kg})$$

$$|\Sigma w_p| = 10.19 \text{ kJ/s}$$

- Kerja siklus netto

$$\Delta w_{net} = w_T - |w_p|$$

$$\Delta w_{net} = 42705 \text{ kJ/s} - 10.19 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta w_{net} = 42694.81 \text{ kJ/s}$$

- Efisiensi termal siklus

$$\eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A}$$

$$\eta_{th} = \frac{42694.81}{136006.66}$$

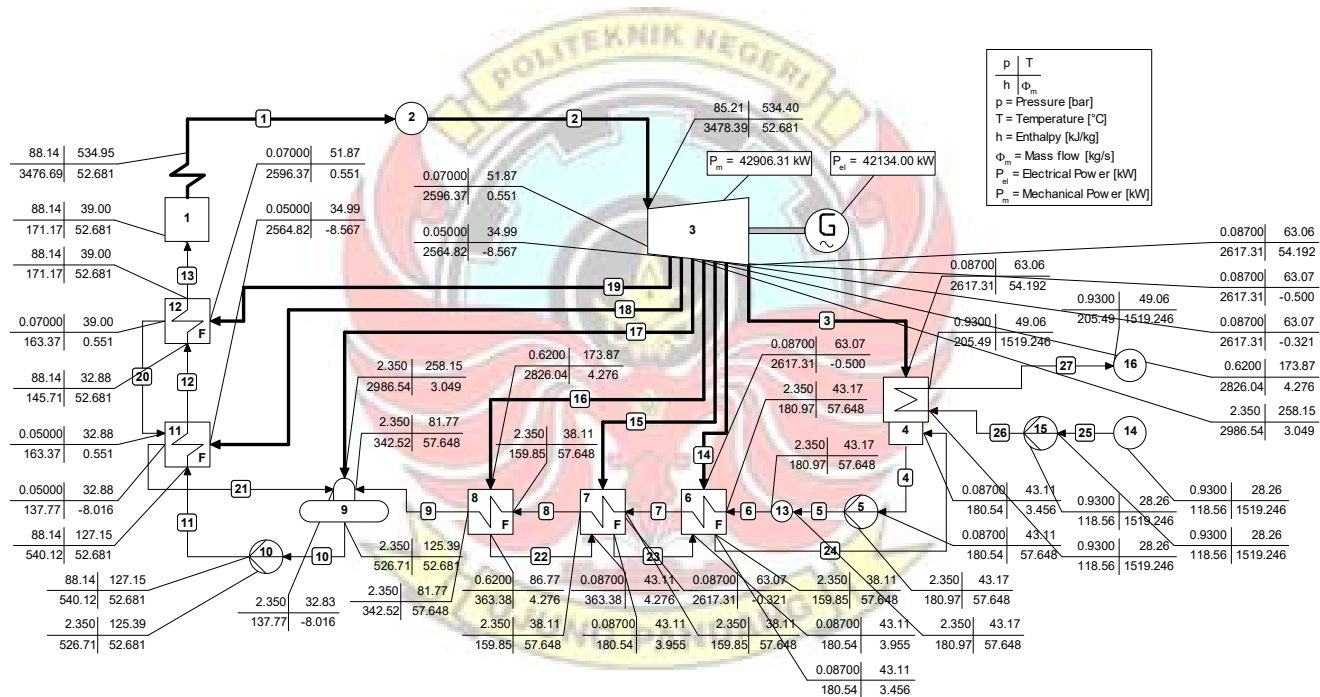
$$\eta_{th} = 0.3139$$

$$\eta_{th} = 31.39\%$$



4.3.1.2 Analisis PLTU Barru 2X50 MW Pada Beban 42 MW (HPH Out of Service)

4.3.1.2.1 Metode Cycle Tempo



Gambar 4.4 Simulasi Cycle Tempo Data Operasi 42 MW HPH Out of Service (off)

Hasil simulasi *Cycle Tempo* pada daya sebesar 42.134 MW menunjukkan efisiensi gross pembangkit sebesar 24.196%.

4.3.1.2.2 Metode Perhitungan

- Kalor ditambahkan di Boiler

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

Dimana, $\dot{m} = 48.902 \text{ kg/s}$

Untuk menghitung h_2 menggunakan table uap A-4 (*Superheated water vapor*) pada $P_2 = 85.21 \text{ bar}$ dan $T_2 = 534.395^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_2 = 3478.02 \text{ kJ/kg}$.

Untuk menghitung h_{13} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{13} = 103.389^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{13} = 432.773 \text{ kJ/kg}$.

Jadi,

$$q_A = \dot{m} \times (h_2 - h_{13})$$

$$q_A = 48.902 \text{ kg/s} \times (3478.02 - 432.773) \text{ kJ/kg}$$

$$q_A = 148918.67 \text{ kJ/s}$$

- Kerja turbin

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2) (h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) (h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) (h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5) (h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6) (h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7) (h_{14} - h_3)$$

Menentukan laju aliran massa

$$\dot{m}_2 = 48.902 \cdot 0\% = 0 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 48.902 \cdot 0\% = 0 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = 48.902 \cdot 6.02\% = 2.944 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = 48.902 \cdot 3.87\% = 1.892 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_6 = 48.902 \cdot 4.94\% = 2.414 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = 48.902 \cdot 4.61\% = 2.254 \text{ kg/s}$$

Menentukan enthalpi

Untuk menghitung h_2 menggunakan table uap A-4 (*Superheated water vapor*) pada $P_2 = 85.21$ bar dan $T_2 = 534.395^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_2 = 3478.02$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{19} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{19} = 0.07$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{19} = 2571.76$ kJ/kg..

Untuk menghitung h_{18} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{18} = 0.05$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{18} = 2560.77$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{17} menggunakan table uap A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{17} = 2.35$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{17} = 2713.65$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{16} menggunakan table A-3 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Pressure Table*) pada $P_{16} = 0.62$ bar dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{16} = 2654.24$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{15} menggunakan table A-2 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{15} = 113.581^{\circ}\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{15} = 2734.16$ kJ/kg.

Untuk menghitung h_{14} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{14} = 307.5^{\circ}\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{14} = 2734.16$ kJ/kg

Untuk menghitung h_3 menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid – Vapor) : Temperature Table*) pada $T_3 = 63.062^{\circ}\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_3 = 2613.9$ kJ/kg

Maka,

$$w_T = (h_2 - h_{19}) + (1 - \dot{m}_2)(h_{19} - h_{18}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3)(h_{18} - h_{17}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_{17} - h_{16}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_{16} - h_{15}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_{15} - h_{14}) + (1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_7)(h_{14} - h_3)$$

$$w_T = 48.902 \text{ kg/s} \cdot (3478.02 - 2571.76) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0) \text{ kg/s} \cdot (2571.76 - 2560.77) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0 - 0) \text{ kg/s} \cdot (2560.77 - 2713.65) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0 - 0 - 2.944) \text{ kg/s} \cdot (2713.65 - 2654.24) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0 - 0 - 2.944 - 1.892) \text{ kg/s} \cdot (2654.24 - 2696.24) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0 - 0 - 2.944 - 1.892 - 2.414) \text{ kg/s} \cdot$$

$$(2696.24 - 2734.16) \text{ kJ/kg} + (48.902 - 0 - 0 - 2.944 - 1.892 - 2.414 - 2.254) \text{ kg/s} \cdot (2734.16 - 2613.9) \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 41417.3 \text{ kJ/s}$$

- Kerja pompa

$$|\Sigma w_P| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

Menentukan enthalpi

Untuk menghitung h_4 menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_4 = 63.062^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_4 = 263.339 \text{ kJ/kg}$ dan $v_4 = 0.00101885348 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Untuk menghitung h_5 pada $P_5 = 13.82 \text{ bar}$ pada kondisi *saturated liquid*, dimana $S_4 = S_5$ maka didapat $h_5 = 263.35 \text{ kJ/kg}$.

Untuk menghitung h_{10} menggunakan table uap A-2 (*Saturated water (Liquid - Vapor) : Temperature Table*) pada $T_{10} = 102.084^\circ\text{C}$ dengan melakukan interpolasi, maka didapat $h_{10} = 427.262 \text{ kJ/kg}$ dan $v_{10} = 0.00104518804 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Untuk menghitung h_{11} pada $P_{11} = 149.68 \text{ bar}$ pada kondisi *saturated liquid*, dimana $S_{10} = S_{11}$ maka didapat $h_{11} = 427.47 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{m}_9 = 39.136 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{13} = 44.81 \text{ kg/s}$$

$$|\Sigma w_P| = (\dot{m}_9 \times (h_5 - h_4)) + (\dot{m}_{13} \times (h_{11} - h_{10}))$$

$$|\Sigma w_p| = (39.136 \text{ kg/s} \cdot (263.35 - 263.339) \text{ kJ/kg}) + (44.81 \text{ kg/s} \cdot (427.417 - 427.262) \text{ kJ/kg})$$

$$|\Sigma w_p| = 7.37 \text{ kJ/s}$$

- Kerja siklus netto

$$\Delta w_{net} = w_T - |w_p|$$

$$\Delta w_{net} = 41417.3 \text{ kJ/s} - 7.37 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta w_{net} = 41409.93 \text{ kJ/s}$$

- Efisiensi termal siklus

$$\eta_{th} = \frac{\Delta w_{net}}{q_A}$$

$$\eta_{th} = \frac{41409.93}{148918.67}$$

$$\eta_{th} = 0.2781$$

$$\eta_{th} = 27.81\%$$

Untuk hasil perhitungan pada beban 29 MW dan 37 MW akan ditampilkan pada tabel hasil analisa data

4.4 Tabel Hasil Analisa Data

4.4.1 Tabel Hasil Analisa Data Heat Balance

Tabel 4.9 Tabel hasil analisa untuk data *Heat Balance*

Variasi	Qa (kJ/s)	Wt (kJ/s)	Wp (kJ/s)	Wnet (kJ/s)	η_{th} (%)	$\eta_{th\ ct}$ (%)
FWH ON	135645.79	51610.19	1123.66	50486.53	37.22	27.532
HPH OFF	126083.94	46223.28	964.33	45258.95	35.89	26.276

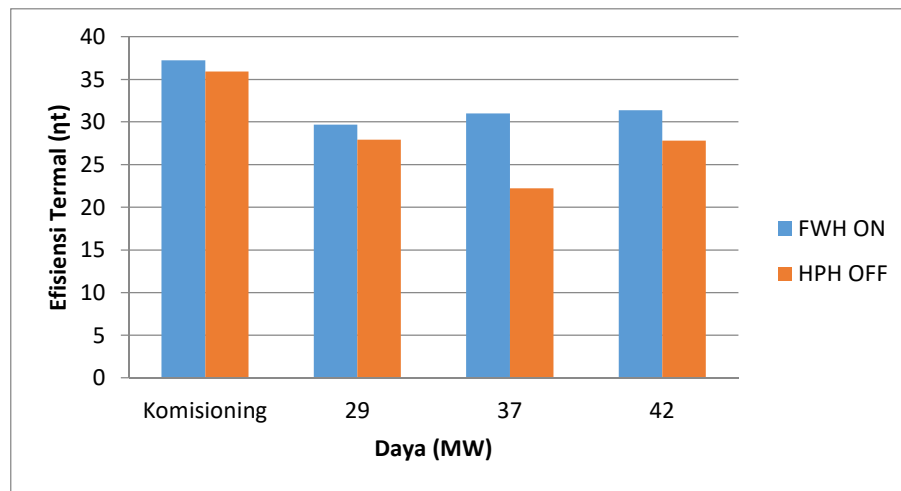
4.4.2 Tabel Hasil Analisa Data Operasi

Tabel 4.10 Tabel hasil analisa untuk data operasi

Beban (MW)	29 MW		37 MW		42 MW	
Variasi	FWH ON	HPH OFF	FWH ON	HPH OFF	FWH ON	HPH OFF
Qa (kJ/s)	100662.13	113438.779	124397.64	125788.72	136006.66	148918.67
Wt (kJ/s)	29915.8	31695.5	38589.8	27961.9	42705	41417.3
Wp (kJ/s)	5.779	6.05	7.74	6.79	10.19	7.37
Wnet (kJ/s)	29910.021	31689.45	38582.06	27955.11	42694.81	41409.93
η_{th} (%)	29.71	27.93	31.01	22.22	31.39	27.81
$\eta_{th\ ct}$ (%)	27.731	24.738	27.615	24.044	27.791	24.196

4.5 Grafik dan Pembahasan

4.5.1 Grafik Efisiensi Termal pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi Berdasarkan Metode Perhitungan

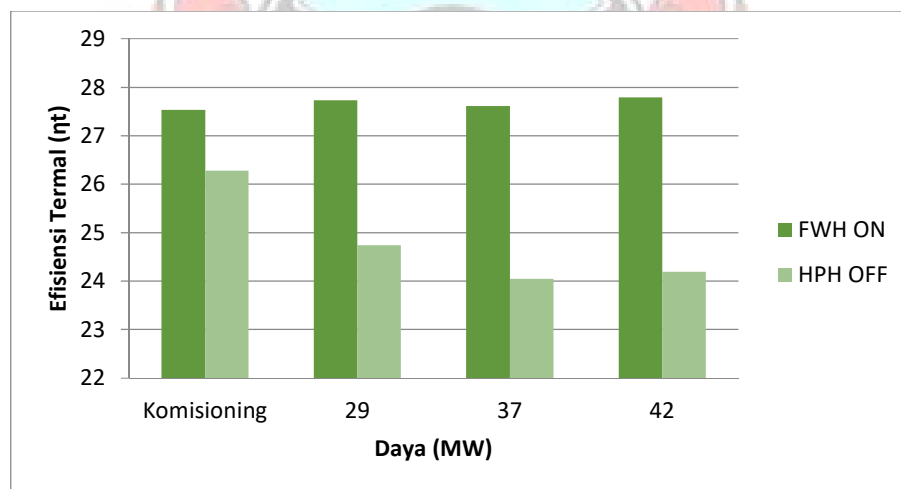


Gambar 4.5 Grafik efisiensi termal pada kondisi komisioning dan kondisi operasi berdasarkan metode perhitungan

Gambar 4.5 menunjukkan grafik efisiensi pembangkit dari kondisi komisioning (data awal pembangkit yang digunakan sebagai acuan) yaitu dengan beban 50 MW dan variasi beban yaitu 29 MW, 37 MW dan 42 MW berdasarkan metode perhitungan. Pada kondisi komisioning (50 MW) menunjukkan bahwa efisiensi termal mengalami penurunan pada saat HPH dalam kondisi *off* (tidak beroperasi), yaitu pada kondisi komisioning saat semua *feedwater heater on* (beroperasi) efisiensi termalnya 37.22% dan pada saat *high pressure heater* (HPH) *off* efisiensi termalnya 35.89%. Sedangkan pada variasi data operasi, baik pada beban 29 MW, 37 MW maupun pada beban 42 MW efisiensi termal juga mengalami penurunan pada saat HPH dalam keadaan *out service*. Efisiensi termal

pada beban 29 MW untuk kondisi *feedwater heater* (FWH) on yaitu 29.71% dan 27.93% pada kondisi HPH *off*. Sedangkan, efisiensi termal pada beban 37 MW untuk kondisi *feedwater heater* (FWH) on yaitu 31.01% dan 22.22% pada kondisi HPH *off*. Dan untuk variasi beban 42 MW, efisiensi termalnya ialah untuk kondisi *feedwater heater* (FWH) on yaitu 31.39% dan 27.81% pada kondisi HPH *off*. Hal ini menjelaskan bahwa dengan tidak beroperasinya HPH efisiensi dari pembangkit cenderung menurun.

4.5.2 Grafik Efisiensi Termal pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi Berdasarkan Metode *Cycle Tempo*

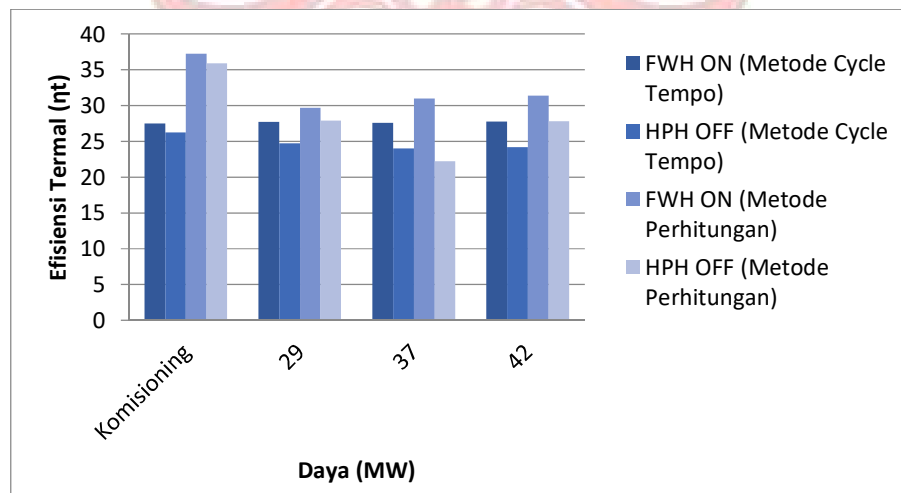


Gambar 4.6 Grafik efisiensi termal pada kondisi komisioning dan kondisi operasi berdasarkan metode *cycle tempo*

Gambar 4.6 menunjukkan grafik efisiensi termal pembangkit dari kondisi komisioning (50 MW) dan kondisi beroperasi yaitu 29 MW, 37 MW dan 42 MW menggunakan metode *cycle tempo*. Efisiensi termal pembangkit baik pada saat komisioning maupun pada kondisi beroperasi mengalami penurunan pada saat

HPH dalam keadaan *out of service*. Pada kondisi komisioning efisiensi termal yang didapatkan melalui metode *cycle tempo* yaitu 27.532% pada saat semua FWH *on* dan 26.276% pada saat HPH *off*. Sedangkan pada variasi beban 29 MW didapatkan efisiensi termal yaitu 27.731% pada saat semua FWH *on* dan 24.738% pada saat HPH *off*. Untuk variasi beban 37 MW didapatkan efisiensi termal yaitu 27.615% pada saat semua FWH *on* dan 24.044% pada saat HPH *off*. Dan untuk variasi beban 42 MW didapatkan efisiensi termal yaitu 27.791% pada saat semua FWH *on* dan 24.196% pada saat HPH *off*.

4.5.3 Grafik Perbandingan Efisiensi Termal Antara Metode *Cycle Tempo* dan Metode Perhitungan Pada Kondisi Komisioning dan Kondisi Operasi



Gambar 4.7 Grafik perbandingan efisiensi termal antara metode *cycle tempo* dan metode perhitungan pada kondisi komisioning dan kondisi operasi

Gambar 4.7 menunjukkan grafik perbandingan efisiensi termal pembangkit menggunakan metode *cycle tempo* dan metode perhitungan dari

kondisi komisioning (50 MW) dan kondisi beroperasi yaitu pada variasi beban 29 MW, 37 MW dan 42 MW. Pada kondisi komisioning maupun pada kondisi operasi, efisiensi termal mengalami penurunan pada saat HPH dalam keadaan *out of service (off)*, baik melalui metode perhitungan maupun melalui metode *cycle tempo*. Hal ini menunjukkan bahwa *software cycle tempo* layak dan dapat digunakan untuk menghitung efisiensi termal dari suatu pembangkit.



BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Efisiensi termal yang diperoleh melalui metode perhitungan yaitu baik pada variasi komisioning (50 MW) maupun pada saat beroperasi (29 MW, 37 MW dan 42 MW) terjadi penurunan efisiensi pada saat *high pressure heater* (HPH) dalam keadaan *out of service* atau tidak beroperasi.
2. Perbandingan efisiensi termal yang didapatkan pada saat kondisi komisioning (50 MW) yaitu efisiensi pada saat FWH *on*, melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.532% dan 37.22%. Sedangkan efisiensi pada saat HPH *off* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 26.276% dan 35.89%. Pada variasi beban 29 MW, efisiensi pada saat FWH *on* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 27.731% dan 29.71%. Sedangkan efisiensi pada saat HPH *off* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 24.738% dan 27.93%. Untuk variasi beban 37 MW, efisiensi pada saat FWH *on* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan 27.615% dan 31.01%. Sedangkan efisiensi pada saat HPH *off* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan ialah 24.044% dan 22.22%. Dan untuk variasi beban 42 MW, efisiensi pada saat FWH *on* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan 27.791% dan 31.39%. Sedangkan efisiensi pada saat HPH *off* melalui metode *cycle tempo* dan metode perhitungan

ialah 24.196% dan 27.81%. Hal ini menunjukkan bahwa *cycle tempo* dapat digunakan untuk menghitung efisiensi termal pembangkit.

5.2 Saran

1. Perlu adanya pelatihan lebih jauh mengenai *software cycle-tempo* agar mahasiswa yang akan menganalisa sistem pembangkit dapat menguasai materi jauh lebih baik. Adapun *software* lain yang dapat digunakan yaitu ASPEN HYSYS atau *gate cycle*.
2. Data *heat balance* dan data beroperasi yang didapatkan dari pembangkit harus lengkap agar mendapatkan nilai yang hampir sama antara metode *cycle tempo* dan metode perhitungan.
3. Agar dilakukan penambahan sensor alat ukur pada beberapa komponen unit agar dalam pengambilan data bisa lebih akurat dan lengkap.
4. Agar dilakukan pengecekan pada alat control di CCR, karena terdapat beberapa variable yang tidak menunjukkan nilai yang seharusnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Ansori, Erwiyani Fajar. 2017. Analisis Termodinamika Pengaruh Operasi Feedwater Heater Pada Performa PLTU 3 Bangka Belitung Menggunakan Software Cycle Tempo. Tesis. Surabaya: Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Apollo dan Jamal. 2013. Termodinamika Teknik. Makassar: Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang.
- Cycle-Tempo 5.0 Manual Introduction A program for thermodynamic modelling and optimization of energy conversion systems.*
- Cycle-Tempo 5.0 Manual Operation A program for thermodynamic modelling and optimization of energy conversion systems.*
- Cycle-Tempo 5.0 Manual Reference Guide A program for thermodynamic modelling and optimization of energy conversion systems.*
- El-Wakil, M.M. 1985. *Instalasi Pembangkit Daya Jilid 1*. Dialihbahasakan oleh E. Jasjfi. Jakarta: Erlangga.
- Fajar, Adek Fathir dan Ary Bachtiar K.P. 2016. Pengaruh *Feedwater Heater* Terhadap Efisiensi Sistem Pembangkit 410 MW dengan Pemodelan *Gate Cycle*. Tugas Akhir. Surabaya: Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Nurfitriani, Antie dkk. 2019. Analisis Performa High Pressure Heater (HPH) pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Makalah yang disajikan dalam Seminar Nasional Teknik Mesin Politeknik Negeri Jakarta. Jakarta, 2019.
- Pratama, Rian dan Eko Kurnala. 2014. Simulasi Pengaruh Ekstraksi Turbin Terhadap Efisiensi Termal PLTU BARRU Menggunakan MATLAB/SIMULINK. Laporan Skripsi. Makassar: Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang.
- Riska dkk. 2019. Studi Nilai Efisiensi Termal Penggunaan *Feed Water Heater* PT. Indonesia Power UJP PLTU Sanggau. Laporan Hasil Penelitian. Pontianak: Jurusan Teknik Mesin Universitas Tanjung Pura.
- Satiti, Sekar. 2015. Analisis Performa PLTU Versus Variasi Beban Pada Turbin Uap Menggunakan *Software Cycle Tempo*. Tugas Akhir. Surabaya: Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sekretarian Jendral Dewan Energi Indonesia. 2019. *Outlook energi Indonesia*
- Srinivas. 2007. Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with “n” Number of Feedwater Heaters, XIII (4), 177-185.

The American Society of Mechanical Engineers. 2009. Fired Steam Generators Performance Test Codes ASME PTC 4-2008 (Revision of ASME PTC 4-1998). New York: The American Society Of Mechanical Engineers.



LAMPIRAN

Lampiran 1 Data Unit 1 Beban 29 MW

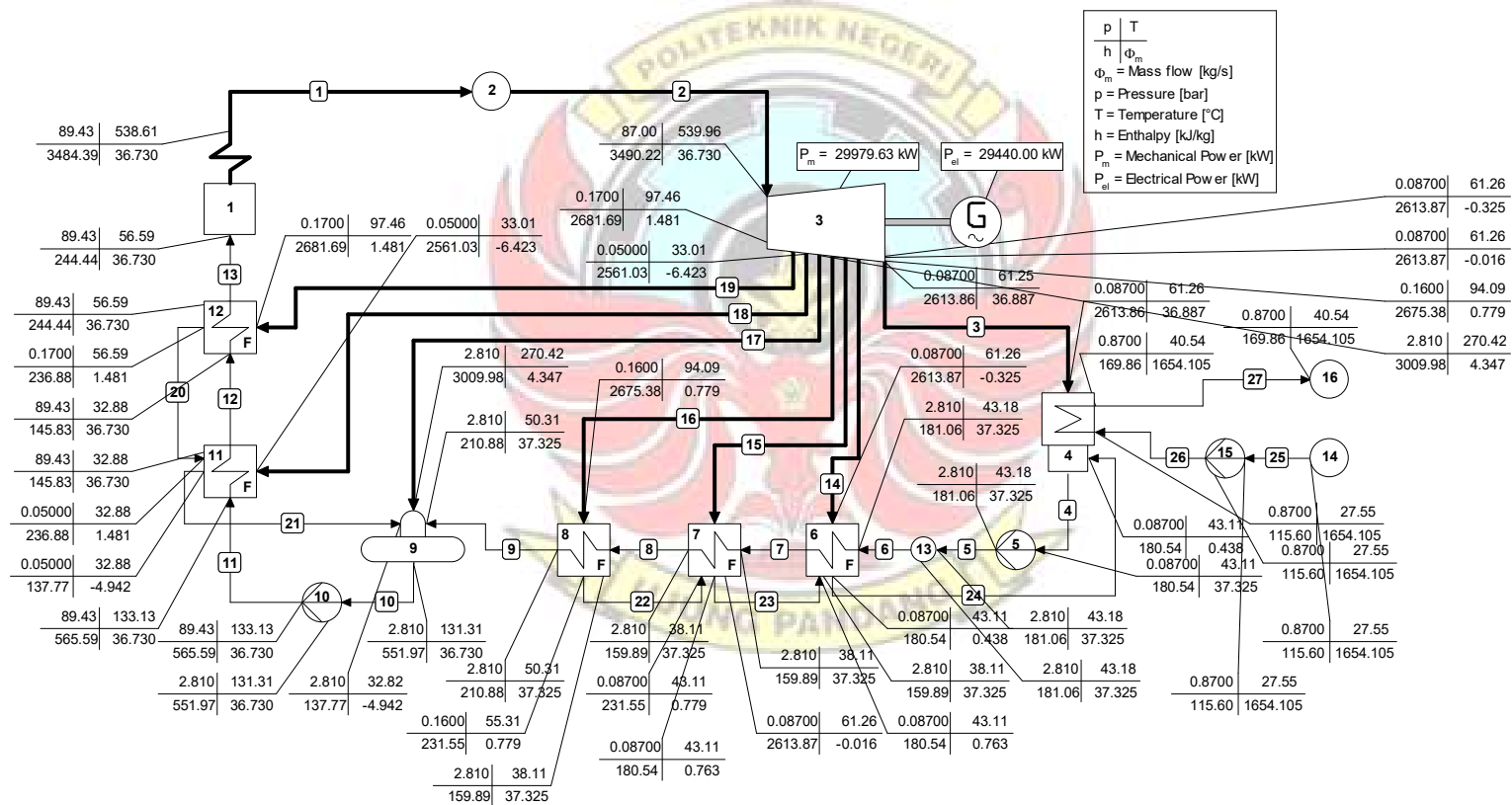
Data Unit Beban 29 MW

Variasi		FWH ON	HPH 1 & HPH 2 OFF	
Tanggal		9/8/2020	13/9/2019	
Beban (MW)		29.997	29.44	
Boiler	Inlet (Water)	Tekanan (bar)	148.7	144.84
		Temperatur (°C)	155.504	97.109
		Flow (kg/s)	33.855	38.514
	Outlet (Steam)	Tekanan (bar)	85.47	89.43
		Temperatur (°C)	534.717	538.614
	Batu bara	Flow (kg/s)	7.675	8.725
GCV/LHV (cal/g)		4167.75	3704	
Turbin	Steam	Tekanan (bar)	83.14	87
		Temperatur (°C)	533.281	539.962
		Flow (kg/s)	35.67	36.788
	Ekstraksi 1	Temperatur (°C)	151.2	65.533
		Tekanan (bar)	4.33	0.17
	Ekstraksi 2	Temperatur (°C)	424.295	100.581
		Tekanan (bar)	4.49	0.05
	Temperatur Ekstraksi 3		430.427	417.421
	Tekanan Deaerator		3.77	2.81
	Ekstraksi 4	Temperatur (°C)	243.324	254.302
		Tekanan (bar)	0.4	0.16
	Ekstraksi 5	Temperatur (°C)	70.126	95.27
		Tekanan (bar)	0.3	-0.13
	Ekstraksi 6	Temperatur (°C)	147.66	201.751
Tekanan (bar)		-0.65	-0.64	
Condenser	Temperatur Inlet (°C)		61.194	61.254
CEP	Temperatur Outlet (°C)		58.746	58.772
	Tekanan Outlet (bar)		12.44	13.27
Feedwater	Tekanan BFP (Inlet HPH 2) (bar)		150.57	146.67
	Temperatur Outlet HPH 1 (°C)		155.504	97.162
	Temperatur Deaerator (Inlet HPH 2) (°C)		136.469	96.021
	Flow Inlet Deaerator (Outlet LPH 4) (kg/s)		35.803	26.893
	Temperatur Inlet Deaerator (Outlet LPH 4) (°C)		88.995	93.77
	Temperatur Inlet LPH 4 (Outlet LPH 5)		70.218	68.205

	(°C)		
	Temperatur Inlet LPH 5 (Outlet LPH 6) (°C)	69.865	63.843
	Temperatur Inlet LPH 6 (°C)	62.893	63.023
	Flow Make Up Water ke Kondenser (kg/s)	0.354	1.758
Cooling Water	Tekanan Kondensor (Inlet Cooling Water) (bar)	0.58	0.87
	Temperatur Inlet (°C)	29.515	27.554
	Temperatur Outlet (°C)	43.36	40.538



. Lampiran 3 Simulasi Cycle Tempo Beban 29 MW HPH Out of Service



Lampiran 4 Data Unit 1 Beban 37 MW

Data Unit Beban 37 MW

Variasi		FWH ON	HPH 1 & HPH 2 OFF	
Tanggal		5/9/2020	30/8/2019	
Beban (MW)		36.159	37.073	
Boiler	Inlet (Water)	Tekanan (bar)	144.62	148.27
		Temperatur (°C)	196.313	102.607
		Flow (kg/s)	46.032	40.129
	Outlet (Steam)	Tekanan (bar)	88.49	87.31
		Temperatur (°C)	534.278	535.566
		Flow (kg/s)	7.701	9.502
	Batu bara	GCV	4167.75	3958
LHV(cal/g)				
Turbin	Steam	Tekanan (bar)	85.12	84.57
		Temperatur (°C)	531.26	535.157
		Flow (kg/s)	47.205	44.436
	Ekstraksi 1	Temperatur (°C)	391.041	99.646
		Tekanan (bar)	15.66	0.06
	Ekstraksi 2	Temperatur (°C)	446.386	100.805
		Tekanan (bar)	4.13	0.04
	Temperatur Ekstraksi 3		456.09	447.798
	Tekanan Deaerator		3.06	2.38
	Ekstraksi 4	Temperatur (°C)	246.331	239.538
		Tekanan (bar)	0.84	0.31
	Ekstraksi 5	Temperatur (°C)	76.823	112.294
		Tekanan (bar)	0.74	-0.13
	Ekstraksi 6	Temperatur (°C)	145.507	296.642
		Tekanan (bar)	-0.58	-0.56
Condenser	Temperatur Inlet (°C)	68.693	63.304	
CEP	Temperatur Outlet (°C)	66.25	60.683	
	Tekanan Outlet (bar)	12.65	11.94	
Feedwater	Tekanan BFP (Inlet HPH 2) (bar)	147.87	152.82	

	Temperatur Outlet HPH 1 (°C)	196.313	102.501
	Temperatur Deaerator (Inlet HPH 2) (°C)	135.203	100.79
	Flow Inlet Deaerator (Outlet LPH 4) (kg/s)	46.881	37.673
	Temperatur Inlet Deaerator (Outlet LPH 4) (°C)	93.585	96.784
	Temperatur Inlet LPH 4 (Outlet LPH 5) (°C)	77.137	69.408
	Temperatur Inlet LPH 5 (Outlet LPH 6) (°C)	76.823	65.391
	Temperatur Inlet LPH 6 (°C)	70.531	64.428
	Flow Make Up Water ke Kondenser (kg/s)	1.749	0.009
Cooling Water	Tekanan Kondensor (Inlet Cooling Water) (bar)	0.58	0.94
	Temperatur Inlet (°C)	28.547	27.489
	Temperatur Outlet (°C)	46.767	43.365



Lampiran 5 Simulasi *Cycle Tempo* Beban 37 MW Semua *Feedwater Heater In Service*

