



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH
PERBEDAAN KONDISI OPERASI BMCR, TMCR,
DAN ECR TERHADAP PERFORMA PLTU
MENGUNAKAN PERANGKAT LUNAK *CYCLE
TEMPO 5.0***

MIFTAHUL JANNAH
NRP. 0211154000010

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.
NIP. 196505051990031005

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020**



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH
PERBEDAAN KONDISI OPERASI BMCR, TMCR,
DAN ECR TERHADAP PERFORMA PLTU
MENGUNAKAN PERANGKAT LUNAK *CYCLE
TEMPO 5.0***

MIFTAHUL JANNAH
NRP. 0211154000010

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.
NIP. 196505051990031005

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020**

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH PERBEDAAN
KONDISI OPERASI BMCR, TMCR, DAN ECR
TERHADAP PERFORMA PLTU MENGGUNAKAN
PERANGKAT LUNAK *CYCLE TEMPO 5.0***


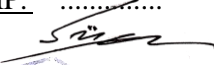


TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Miftahul Jannah
NRP. 0211154000010

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 196505051990031005 
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc NIP. (Penguji I)
196604021989031002 
3. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD. (Penguji II)
NIP. 197105241997021001 
4. Is Bunyamin Suryo, ST, M.Sc. (Penguji III)
NIP. 198208192012121003 


SURABAYA
AGUSTUS, 2020

ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH PERBEDAAN KONDISI OPERASI BMCR, TMCR, DAN ECR TERHADAP PERFORMA PLTU MENGGUNAKAN PERANGKAT LUNAK *CYCLE TEMPO 5.0*

Nama Mahasiswa : MIFTAHUL JANNAH
NRP : 0211154000010
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.

ABSTRAK

Boiler merupakan salah satu komponen penting dalam sistem pembangkit yang berfungsi mengubah air menjadi uap dan digunakan untuk memutar turbin. Keluaran dari *boiler* dalam menghasilkan laju massa uap yang berbeda-beda sesuai pada kondisi pengoperasian pembangkit. Dalam pengoperasian PLTU *Unit 3* dan *4*, PLTU memiliki beberapa variasi kondisi pengoperasian diantaranya kondisi pengoperasian BMCR (*Boiler Maximum Continous Rating*), TMCR (*Turbine Maximum Continous Rating*), dan ECR (*Economical Continous Rating*). Dari ketiga perbedaan kondisi pengoperasian tentu memiliki performa pembangkit yang berbeda-beda pula. Oleh karena itu melalui tugas akhir ini, dilakukan analisa lebih lanjut mengenai pengaruh kondisi pengoperasian terhadap performa PLTU sehingga mendapatkan performa yang optimal.

Digunakan perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0* dalam melakukan analisa. Data yang digunakan untuk membangun sistem pada *Cycle Tempo* adalah data *heat balance* PLTU *unit 3* dan *4* pada beban kotor 660 MW. Proses validasi dilakukan dengan membandingkan beberapa parameter hasil simulasi terhadap hasil perhitungan termodinamika dengan besar *error* yang diizinkan kurang dari 5%. Dilakukan beberapa variasi kondisi pengoperasian pembangkit yang memiliki laju massa yang

berbeda pada bukaan *valve* menuju HP turbin. Variasi kondisi operasi dengan membedakan laju massa yang berbeda pada bukaan *valve* dari boiler menuju high pressure turbine ini menyebabkan perubahan properties pada setiap komponen PLTU

Dalam penelitian ini menunjukkan bahwa perbedaan kondisi operasi pada PLTU menyebabkan daya keluaran ketiga turbin pada setiap variasi berbeda sehingga daya keluaran generator pada perbedaan variasi kondisi operasi juga berbeda. Didapatkan daya keluaran generator tertinggi yaitu berasal dari kondisi operasi BMCR dengan jumlah daya kotor sebesar 729,57 MW. Sedangkan daya keluaran generator terendah yaitu berasal dari kondisi operasi ECR dengan jumlah daya kotor sebesar 693186,94 MW. Perbedaan daya keluaran generator mempengaruhi hasil dari nilai NPHR pada PLTU unit 3 & 4. Nilai NPHR tertinggi berada pada kondisi operasi BMCR yaitu sebesar 8003,84 kJ/kWh, kemudian nilai NPHR terendah berada pada kondisi operasi ECR. Penurunan nilai NPHR ini menyebabkan keuntungan dengan semakin sedikitnya konsumsi bahan bakar yang digunakan sebesar 1,18 ton/jam.

Kata Kunci : *Cycle Tempo 5.0*, NPHR PLTU, Kondisi Operasi PLTU

THERMODYNAMIC ANALYSIS EFFECTS OF DIFFERENCE OPERATING MODE BMCR, TMCR, AND ECR ON STEAM POWER PLANT PERFORMANCE USING CYCLE TEMPO 5.0

Student Name : MIFTAHUL JANNAH
Student Number : 0211154000010
Department : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Academic Supervisor : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.

ABSTRACT

The boiler is one of the important components in the generator system which functions to convert water into steam and is used to rotate turbines. The output of the boiler in producing different vapor mass rates according to the operating conditions of the plant. In the operation of PLTU Units 3 and 4, the PLTU has several variations of operating conditions including BMCR (Boiler Maximum Continuous Rating), TMCR (Turbine Maximum Continuous Rating), and ECR (Economic Continuous Rating). Of the three differences in operating conditions, of course, the performance of the generator is different. Therefore, through this final project, a further analysis is carried out regarding the effect of operating conditions on the performance of the PLTU in order to obtain optimal performance.

Cycle Tempo 5.0 software is used to perform the analysis. The data used to build the system at Cycle Tempo is the heat balance data of PLTU units 3 and 4 at a gross load of 660 MW. The validation process is carried out by comparing several parameters of the simulation results to the results of thermodynamic calculations with the allowable error size of less than 5%. Performed several variations in the operating conditions of the generator with different mass rates at the valve opening to the turbine HP. Variation in operating conditions by differing mass rates at the valve opening from the boiler to the

high pressure turbine causes changes in the properties of each PLTU component.

This research shows that the difference in operating conditions at the PLTU causes the output power of the three turbines in each different variation so that the output power of the generator at different variations in operating conditions is also different. The highest generator output power obtained is derived from the BMCR operating conditions with a total gross power of 729.57 MW. While the lowest generator output power is derived from the ECR operating conditions with a total gross power of 693186.94 MW. The difference in the output power of the generator affects the results of the NPHR value at PLTU units 3 & 4. The highest NPHR value is in the BMCR operating condition, which is 8003.84 kJ / kWh, then the lowest NPHR value is in the ECR operating condition. The decrease in the value of the NPHR resulted in an advantage with the less fuel consumption used by 1.18 tons / hour.

Keywords: Cycle Tempo 5.0, NPHR Steam Power Plant, Operation Mode Power Plant

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Tak lupa shalawat serta salam senantiasa tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moral maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibu, Bapak, dan Adik tercinta, Budi Harto, Ristin Riwayanti, dan Salsabila yang senantiasa memberi dukungan, motivasi, dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng. , selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabaran Bapak selama membimbing penulis.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc., bapak Ary Bachtiar K.P. S.T., M.T, PhD., dan bapak Is Bunyamin Suryo, S.T., M.T., selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Bapak Bambang Pramujati, S.T., M.T. selaku Dosen wali penulis, Terima kasih telah menjadi dosen wali penulis selama lima tahun.
5. Rekan laboratorium Rekayasa Termal, Adis, Prap, Anin, Ko Andrew, Hasan, Uli, Carla, Chris, Dimi, Lukboy, Pogba, Narumi, Ocik, Rezky, Rossi, Mommy Widi, Wijdan, Yuda, Ucup, Haris, Mas Fajri, Mas Ipul, Mas Sarfan, dan Mas Adji. Terima kasih telah menjadi teman berbagi suka cita, duka cita,

- dan ilmu selama penulis memasuki laboratorium.
6. Teman-teman M59 laboratorium Rekayasa termal sekelompok tugas akhir, Ajie, Albert, Favian, Alfa, Richap, Shafira, dan Teo yang sudah sangat berjasa pada berlangsungnya pengerjaan tugas akhir penulis.
 7. Sahabat-sahabat rakyat kenjeran, Rina, Cem, Nilam, dan Vidi yang telah banyak mengajarkan pengalaman hidup susah maupun senang kepada penulis selama kuliah di Teknik Mesin ITS maupun pasca kuliah.
 8. Teman-teman kos pak nyaman, Ria & Kikik yang selalu menghibur dan menemani pada saat penulis butuhkan.
 9. Teman-teman percepatan SMAN 1 Sooko yang tetap terus membuat penulis tertawa saat sedang kesusahan dalam mengerjakan tugas akhir.
 10. Seluruh teman teman angkatan M58. Terima kasih telah mewarnai kehidupan kampus penulis
 11. Seluruh civitas akademika Departemen Teknik Mesin ITS
 12. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis

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

Surabaya, 1 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Siklus <i>Rankine Ideal</i>	5
2.2 Peningkatan Performa Siklus <i>Rankine</i>	6
2.2.1 Superheater dan <i>Reheater</i>	6
2.2.2 Regenerative <i>Feedwater heater</i>	7
2.3 Analisa Termodinamika.....	10
2.3.1 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor.....	10
2.3.2 Perhitungan Fraksi Massa.....	17
2.3.3 Perhitungan Efisiensi.....	18
2.3.4 Perhitungan Laju Kalor (<i>Heat Rate</i>).....	18
2.4 Penjelasan Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo 5.0</i>	21
2.4.1 Penjelasan <i>Apparatus</i> pada Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo 5.0</i>	21
2.5 Penelitian Terdahulu.....	27

2.5.1 Mohamed Elhelwa, Kareem Saad Al Dahma , dan Abd el Hamid Attia (2018).....	27
2.5.2 M.M Rashidi, A.Aghagoli dan M.Ali (2014).....	30
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	35
3.1 Sistematika Penelitian.....	35
3.2 Pemodelan PLTU pada <i>Cycle Tempo 5.0</i>	38
3.3 Perhitungan Termodinamika PLTU B <i>Unit 3</i>	47
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	51
4.1 Data dan Model Pembangkit PLTU Unit 3 & 4.....	51
4.2 Pemodelan PLTU pada Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo 5.0</i> Berdasarkan Data <i>Heat Balance</i> PLTU Unit 3 & 4.....	52
4.3 Membandingkan Hasil <i>Cycle Tempo 5.0</i> dengan Perhitungan Termodinamika pada data <i>Heat Balance</i> PLTU Unit 3 & 4.....	54
4.4 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Performa PLTU	59
4.5 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Kalor Masuk PLTU	63
4.6 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap <i>Boiler</i>	65
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	76
5.1 Kesimpulan.....	76
5.2 Saran.....	77
LAMPIRAN	78
DAFTAR PUSTAKA	93

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Skema Proses dan Diagram Temperatur – Entropi Siklus Rankine Ideal</i>	5
Gambar 2.2	<i>Ideal Reheat Cycle</i>	7
Gambar 2.3	<i>Siklus Daya Uap Regeneratif dengan Open Feedwater heater</i>	8
Gambar 2.4	<i>Siklus Daya Uap Regeneratif dengan Closed Feedwater heater</i>	9
Gambar 2.5	<i>Turbin</i>	11
Gambar 2.6	<i>Boiler</i>	13
Gambar 2.7	<i>Kondensor</i>	14
Gambar 2.8	<i>Pompa</i>	15
Gambar 2.9	<i>Open Feedwater heater</i>	15
Gambar 2.10	<i>Closed Feedwater heater</i>	16
Gambar 2.11	<i>Aliran Fraksi Massa pada Siklus Regeneratif</i> 17	
Gambar 2.12	<i>Apparatus Boiler pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	22
Gambar 2.13	<i>Apparatus Reheater pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	23
Gambar 2.14	<i>Apparatus Turbin pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	23
Gambar 2.15	<i>Apparatus Kondensor pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	24
Gambar 2.16	<i>Apparatus Feedwater heater pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	25
Gambar 2.17	<i>Apparatus Deaerator pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	26
Gambar 2.18	<i>Apparatus Pompa pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0</i>	26
Gambar 2.19	<i>Grafik perbandingan terhadap Efisiensi Termal terhadap penurunan tekanan (a) IPT (Intermediate Pressure Turbine) (b) HPT (High Pressure Turbine)</i>	28

Gambar 2.20	<i>Grafik perbandingan terhadap power saving terhadap penurunan tekanan (a) IPT (Intermediate Pressure Turbine) (b) HPT (High Pressure Turbine).....</i>	<i>29</i>
Gambar 2.21	<i>Hubungan tekanan ekstraksi (a) HP turbin terhadap efisiensi (b) HP turbin terhadap efisiensi (c) LP turbin terhadap efisiensi.....</i>	<i>31</i>
Gambar 3.1	<i>Flowchart verifikasi software Cycle Tempo 5.0 berdasarkan data heat balance</i>	<i>36</i>
Gambar 3.2	<i>Flowchart penelitian tugas akhir.....</i>	<i>37</i>
Gambar 3.3	<i>Heat Balance Diagram PLTU Unit 3 dan 4..</i>	<i>38</i>
Gambar 3.4	<i>Skema Simulasi pada Cycle Tempo 5.0.....</i>	<i>39</i>
Gambar 3.5	<i>T– S Diagram Kondisi Heat Balance PLTU Unit 3 dan 4</i>	<i>46</i>
Gambar 3. 6	<i>Flowchart perhitungan termodinamika dari data heat balance.....</i>	<i>49</i>
Gambar 4. 2	<i>Grafik NPHR yang dihasilkan terhadap variasi kondisi operasi pembangkit</i>	<i>60</i>
Gambar 4.3	<i>Grafik Wnetto terhadap variasi kondisi operasi pembangkit.....</i>	<i>61</i>
Gambar 4.4	<i>Efek Perbedaan Kondisi Operasi Terhadap Kalor Masuk pada T-s Diagram.....</i>	<i>64</i>

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter Data Input	39
Tabel 4. 1 Data Properties Hasil Simulasi Cycle Tempo	54
Tabel 4. 2 Verifikasi Software Cycle Tempo 5.0	58
Tabel 4. 3 Hasil yang Didapat Berdasarkan Simulasi Cycle Tempo 5.0.....	59

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan salah satu jenis pembangkit listrik yang cukup banyak berperan dalam proses pembangkitan listrik di Indonesia. Berdasarkan informasi web ESDM, selama lima tahun yaitu dari 2015 hingga 2019 total kapasitas pembangkit listrik yang telah terpasang di Indonesia naik hampir 15.000 MW. Saat ini kapasitas pembangkit listrik nasional sampai akhir tahun 2019 terpasang mencapai hampir 70.000 MW, tepatnya 69.900 MW. Kebutuhan yang cukup besar itu akan menghabiskan pasokan energi yang tidak sedikit, salah satu pembangkit tenaga listrik skala besar yang akan dikembangkan adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) dengan bahan bakar batu bara. Dewasa ini masalah pada pembangkit listrik tenaga uap di Indonesia menitikberatkan mengenai evaluasi dalam proses kerja. Hal ini bertujuan untuk meningkatkan performa pembangkit yang telah ada, sehingga dengan konsumsi bahan bakar batu bara yang sama dapat diperoleh performa (nilai efisiensi) sistem pembangkit yang lebih tinggi dari sebelumnya yang hanya berkisar antara 30% sampai 40%. Pada tugas akhir ini yang ditinjau adalah PLTU Unit 3 dan 4 dengan daya kotor yang dihasilkan adalah 660 MW.

Dalam buku *Fundamental Engineering of Thermodynamics* yang disusun oleh Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro, menjelaskan peningkatan efisiensi sistem pembangkit dapat dilakukan dengan berbagai cara. Pertama dengan menambahkan *reheater* yang dipasang diantara turbin. Kegunaan *reheater* yaitu untuk menaikkan temperatur menuju turbin dengan tekanan yang lebih rendah daripada turbin sebelumnya. Hal itu dilakukan agar daya yang dihasilkan lebih tinggi. Cara kedua yaitu dengan menambahkan *economizer* dan proses *superheater* pada boiler. memanaskan air umpan boiler sebelum masuk ke steam drum sehingga menghemat penggunaan bahan bakar dengan mengambil

panas gas buang sebelum dibuang ke atmosfer. Cara ketiga dengan menambahkan regenerative system yaitu *feedwater heater*, sumber energi untuk pemanasan pada *feedwater heater* berasal dari uap yang di ekstraksi dari turbin uap. Sehingga, kalor yang dibutuhkan untuk menghasilkan uap super panas dalam *boiler* tidak terlalu banyak. Pada PLTU *Unit 3* dan *4* telah menggunakan ketiga cara yang telah diberikan.

Tetapi dalam penggunaannya, PLTU *Unit 3* dan *4* memiliki beberapa macam kondisi pengoperasian. Variasi kondisi pengoperasian yang dimiliki oleh PLTU *Unit 3* dan *4* diantara lain yaitu kondisi pengoperasian mode BMCR, TMCR, ECR, dll. Secara harfiah pengertian kondisi pengoperasian BMCR (*Boiler Maximum Continous Rating*) yaitu kondisi pengoperasian dari kapasitas maksimum kerja dari boiler, sedangkan kondisi pengoperasian TMCR (*Turbine Maximum Continous Rating*) merupakan kondisi pengoperasian maksimum kerja turbin, sedangkan kondisi pengoperasian ECR (*Economical Continous Rating*) yaitu kondisi pengoperasian maksimum dari biaya maksimum yang dapat dikeluarkan. Dari ketiga kondisi pengoperasian, sistem kerja pembangkit memiliki performa pembangkit yang berbeda-beda. Oleh karena itu melalui tugas akhir ini, dilakukan analisa lebih lanjut mengenai pengaruh perbedaan kondisi pengoperasian terhadap performa PLTU sehingga didapatkan kondisi sesuai yang diinginkan pembangkit. Proses mencari performa pembangkit dalam penelitian ini dibantu oleh perangkat lunak Cycle Tempo 5.5.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan yang dibahas pada Tugas Akhir ini, antara lain :

1. Bagaimana pengaruh perbedaan kondisi pengoperasian antara BMCR, TMCR, dan ECR terhadap performa PLTU secara keseluruhan dengan mengetahui daya yang dihasilkan, jumlah bahan bakar yang dibutuhkan, *net plant heat rate*, dan efisiensi sistem pembangkit.

2. Bagaimana pengaruh perbedaan kondisi pengoperasian antara BMCR, TMCR dan ECR terhadap nilai parameter operasional komponen utama PLTU seperti boiler dan turbin

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari dilakukannya penelitian pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Menganalisa pengaruh perbedaan kondisi pengoperasian antara BMCR, TMCR, dan ECR terhadap performa PLTU secara keseluruhan dengan mengetahui daya yang dihasilkan, jumlah bahan bakar yang dibutuhkan, *net plant heat rate*, dan efisiensi sistem pembangkit.
2. Mengetahui pengaruh perbedaan kondisi pengoperasian antara BMCR, TMCR dan ECR terhadap nilai parameter operasional komponen utama PLTU seperti boiler dan turbin.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang digunakan pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Analisa berdasarkan data heat balance PLTU *Unit* 3 dan 4.
2. Kondisi operasi adalah tunak
Kondisi dimana properties disetiap komponen tidak terpengaruh terhadap waktu.
3. Efek energi kinetik dan energi potensial diabaikan
Perbedaan energi potensial dan kinetik diabaikan. Hal ini dikarenakan tidak ada perbedaan ketinggian antara *inlet* dan *outlet* dan karena besar luas permukaan pipa (A) dan besar debit (Q) konstan, maka kecepatannya juga konstan.
4. Rugi panas pada instalasi pipa tidak diperhitungkan.
5. Simulasi tidak termasuk sistem *gland steam*, *vent ejector*, *blow down steam*, dan penambahan *make up water*.

6. Simulasi tidak termasuk pembakaran (*combustor*). Hal ini dikarenakan data yang ada tidak lengkap di bagian proses pembakaran.
7. Analisa dilakukan dengan menggunakan perhitungan termodinamika, perhitungan yang bersumber dari literatur dan bantuan *software Cycle-Tempo 5.0*.

1.5 Manfaat Penelitian

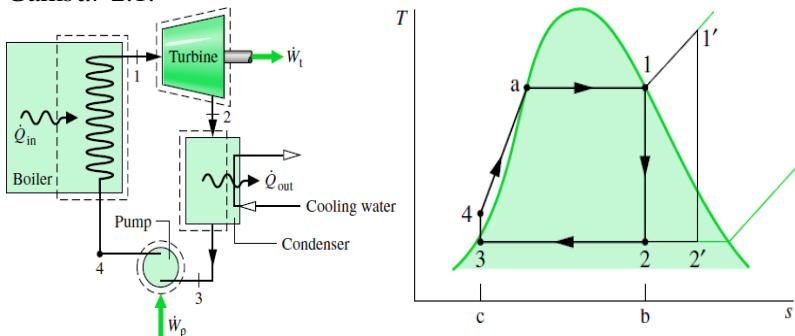
Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Meningkatkan kemampuan dalam merancang sistem pembangkit yang menggunakan *regenerative system*.
2. Mengetahui pengaruh perbedaan kondisi *pengoperasian* antara BMCR, TMCR, dan ECR terhadap konsumsi bahan bakar, *net plant heat rate*, dan efisiensi sistem pembangkit.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Rankine Ideal

Siklus *rankine* adalah suatu siklus dengan model operasi sistem pembangkit daya uap yang terdapat pada PLTU. Pada siklus *rankine* energi panas dikonversi menjadi energi mekanik yang ditransmisikan oleh poros untuk menggerakkan generator listrik. Energi panas dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar fosil di ruang bakar sebagai pemanas fluida kerja. Fluida kerja dipanaskan hingga menjadi uap super panas yang melalui beberapa proses hingga menghasilkan listrik. Terdapat komponen utama pada siklus *rankine ideal* yaitu boiler (*steam generator*), turbin, kondensor, dan pompa. Komponen – komponen tersebut dianalisa menggunakan analisa termodinamika untuk mendapatkan evaluasi sistem pembangkit tenaga uap secara keseluruhan. Dalam melakukan analisa, terdapat beberapa asumsi yang dibutuhkan untuk menyederhanakan proses yang terjadi pada setiap komponen (Moran & Shapiro, 2006). Fungsi dan proses yang terjadi pada masing – masing komponen dengan disertai diagram temperatur – entropi (diagram T-s) dapat dijelaskan pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema Proses dan Diagram Temperatur – Entropi Siklus Rankine Ideal

Dari gambar 2.1 diatas, fluida kerja melalui proses *internally reversible* sebagai berikut :

- Proses 1 – 2: Ekspansi isentropic pada fluida kerja melalui turbin dari uap jenuh pada kondidisi 1 hingga mencapai tekanan kondensor.
- Proses 2 – 3: Perpindahan kalor dari fluida kerja yang mengalir pada tekanan konstran melalui kondensor hingga mencapai uap jenuh pada kondisi 3.
- Proses 3 – 4: Kompresi isentropik pada pompa hingga mencapai kondisi 4 pada area *compressed liquid*.
- Proses 4 – 1: Perpindahan panas terhadap fluida kerja pada kondisi tekanan konstan di *boiler* untuk melanjutkan siklus.

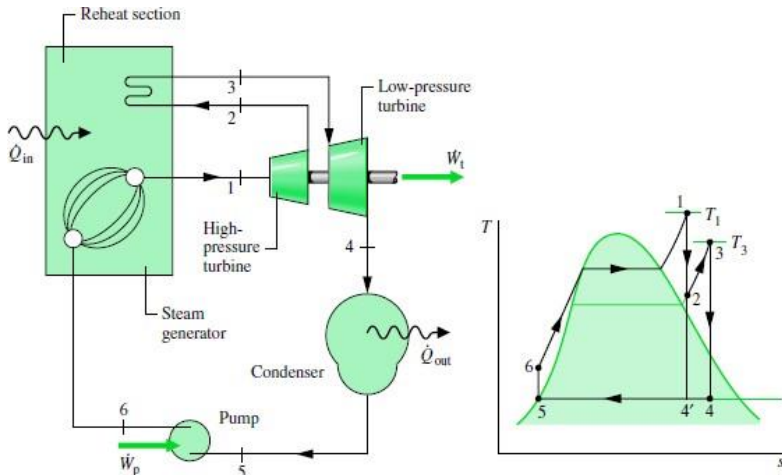
2.2 Peningkatan Performa Siklus Rankine

2.2.1 Superheater dan Reheater

Tidak hanya sebatas pada kondisi uap jenuh, energi dapat ditambahkan dengan memanaskan fluida kerja hingga mencapai kondisi uap super panas (*superheated steam*) sebelum dialirkan ke turbin dengan adanya *superheater*. Gambar 2.2 menunjukkan siklus *Rankine ideal* dengan kondidisi *superheated steam* pada sisi *inlet* turbin : siklus $1'-2'-3-4-1'$. Siklus dengan *superheater* memiliki temperatur penambahan panas lebih besar dibandingkan dengan siklus tanpa *superheater*, sehingga efisiensi termal akan meningkat. Selain itu, dengan adanya *superheater*, uap yang keluar dari turbin akan memiliki kualitas yang lebih baik. Hal ini memungkinkan uap berada pada area *superheated* pada sisi *outlet* turbin.

Selain *superheater*, modifikasi lain pada siklus *Rankine* adalah *reheater*. Dengan *reheater*, sebuah pembangkit listrik dapat meningkatkan efisiensi dengan membagi turbin tidak pada satu tingkat tekanan. Uap dari *boiler* tidak hanya mengalami satu proses ekspansi (Proses 1-2), melainkan uap tersebut dipanaskan kembali (Proses 2-3) setelah melalui proses ekspansi pada *first stage turbine*. Setelah uap kembali dipanaskan hingga mencapai

temperature tertentu, uap melalui proses ekspansi hingga mencapai tingkat tekanan yang lebih rendah (Proses 3- 4).



Gambar 2.2 *Ideal Reheat Cycle*

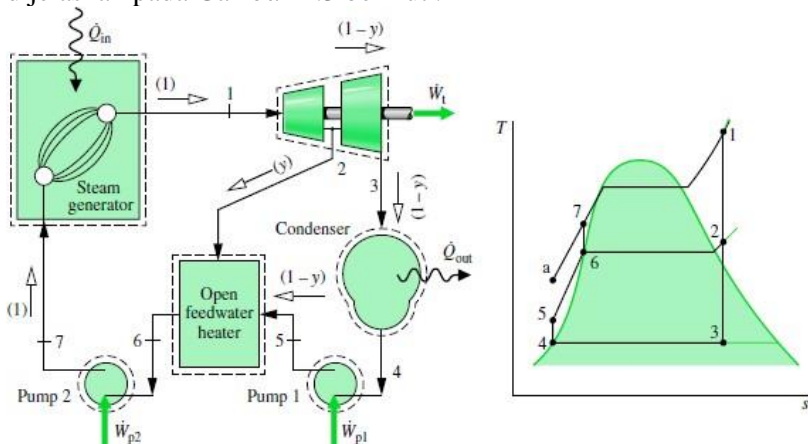
Pada Gambar 2.2 terlihat bahwa luasan 1-2-3-4-5-6-1 (dengan *reheater*) lebih besar jika dibandingkan dengan luasan 1-2-4'-5-6-1 (tanpa *reheater*). Hal ini menunjukkan daya yang dihasilkan pada siklus Rankine dengan *reheater* dengan penambahan energi panas tertentu lebih besar dibandingkan daya yang dihasilkan tanpa *reheater* (Moran & Shapiro, 2006).

2.2.2 Regenerative Feedwater heater

Salah satu metode modifikasi siklus Rankine ideal untuk meningkatkan efisiensi sistem daya uap adalah dengan pemanasan regeneratif *feedwater*. Prinsip kerja *feedwater heater* ini adalah memanaskan air umpan (*feed water*) sebelum dipanaskan di dalam boiler dengan memanfaatkan uap ekstraksi turbin. Dengan ekstraksi, kerja turbin akan menjadi lebih kecil. Namun *feedwater heater* meningkatnya temperatur air sebelum dipanaskan dalam boiler sehingga dapat mengurangi kalor yang dibutuhkan sistem untuk menghasilkan uap. Terdapat dua jenis

feedwater heater yang diaplikasikan pada siklus daya uap, yaitu *open feedwater heater* dan *close feedwater heater*.

Open feedwater heater adalah *direct contact heat exchanger* yang mencampurkan dua fluida dengan *temperature* berbeda hingga mencapai temperatur rata – rata keduanya. Pada pembangkit listrik tenaga uap, sebagian uap yang digunakan untuk memutar turbin diekstraksi ke dalam *open feed water heater* untuk memanaskan fluida kerja dengan kontak langsung. Proses pemanasan regeneratif dengan *open feedwater heater* dapat dijelaskan pada Gambar 2.3 berikut :

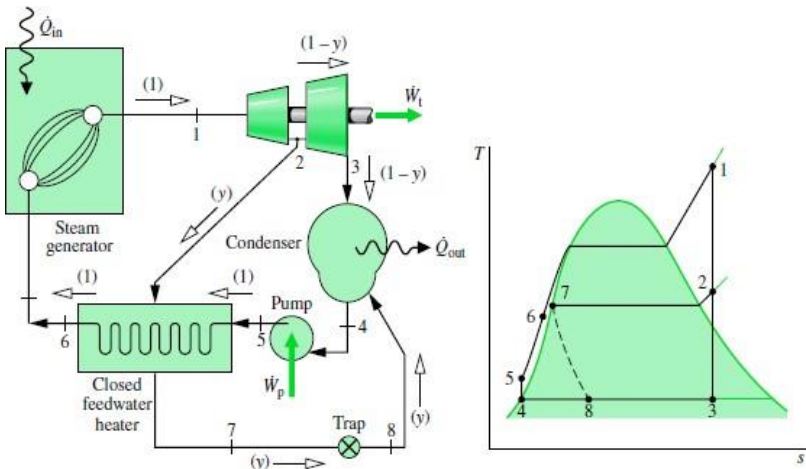


Gambar 2.3 Siklus Daya Uap Regeneratif dengan *Open Feedwater heater*

Uap masuk turbin tingkat pertama pada tingkat keadaan 1 diekspansi hingga tingkat keadaan 2. Uap keluaran turbin pertama diekspansi kembali pada turbin tingkat kedua hingga pada tingkat keadaan 3 kemudian dikondensasikan pada kondensor, tingkat keadaan 4. Sebagian uap keluaran turbin tingkat pertama diekstraksi ke dalam *open feedwater heater* untuk memanaskan air umpan, proses 5 – 6. Laju aliran uap yang digunakan untuk memanaskan *feedwater* berjumlah tertentu hingga dapat mencapai

fasa cair jenuh pada tekanan ekstraksi.

Regenerative feedwater heater lain untuk meningkatkan efisiensi termal siklus daya uap adalah *closed feedwater heaters*. *Closed feedwater heaters* merupakan alat penukar panas berupa *shell and tube heat exchanger* dengan tipe *U-tube*. Pada *heater* regeneratif ini menggunakan fluida panas berada di *shell* berupa uap ekstraksi dari turbin dan fluida dingin (*feedwater*) berada di dalam *tube*. Proses pemanasan regeneratif dengan *coled feedwater heaters* dapat dijelaskan dengan Gambar 2.4 berikut :



Gambar 2.4 Siklus Daya Uap Regeneratif dengan *Closed Feedwater heater*

Air kondensat di dalam kondensor dipompa (proses 4 – 5) masuk kedalam *boiler* melalui *closed feedwater heater*. Uap mengalami proses ekspansi pada turbin tingkat pertama, proses 1 – 2. Pada tingkat keadaan 2, sebagian uap diekstraksi untuk memanaskan *feedwater* di dalam *closed feedwater heater*. Karena terjadi proses pertukaran panas, fluida dingin (*feedwater*) mengalami keanikan temperatur (proses 5 – 6) dan fluida panas (uap ekstraksi) mengalami kondensasi pada tekanan ekstraksi

(proses 2 – 7) (N. Shapiro, 2006).

Pada pembangkit listrik tenaga uap, beberapa jenis *regenerative feedwater heater* yang digunakan antara lain :

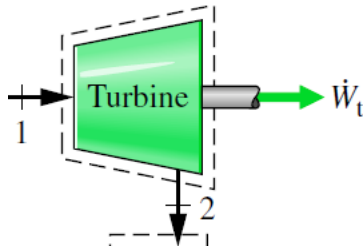
- *Low Pressure Heater* (LPH) adalah jenis *closed feedwater heater* yang memanaskan air pengisi *boiler* (*feedwater*) memanfaatkan ekstraksi uap dari turbin dengan tingkat tekanan rendah.
- *Deaerator* adalah *open feedwater heater* yang memanaskan air pengisi *boiler* uap ekstraksi turbin dengan tingkat tekanan rendah atau menengah (*intermediate*). Selain berfungsi sebagai *heater* regeneratif, *deaerator* juga memiliki beberapa fungsi, diantaranya menampung air sebelum masuk ke *drum*, pengurai O₂ (oksigen) *volatile* yang terlarut dalam air dengan penginjeksian bahan kimia *hydrazine*.
- *High Pressure Heater* (HPH) adalah jenis *closed feedwater heater* yang memanaskan air pengisi dengan menggunakan uap ekstraksi keluaran turbin bertekanan tinggi.

2.3 Analisa Termodinamika

2.3.1 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Analisa termodinamika yang dapat dilakukan untuk mengevaluasi sistem dan peralatan pada sistem daya uap adalah prinsip konservasi masa dan energi. Hukum pertama dan hukum kedua termodinamika dapat digunakan untuk menganalisa performa pembangkit listrik. Prinsip ini berlaku untuk setiap peralatan pembangkit seperti turbin, pompa, *boiler*, kondensor, dan peralatan-peralatan *heat exchanger*. Untuk memudahkan analisa, kerugian akibat perpindahan kalor yang tidak dapat dihindari antara komponen pembangkit dengan lingkungan diabaikan. Perubahan energi potensial dan perubahan energi kinetik juga diabaikan. Setiap peralatan dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Dengan menggunakan prinsip kesetimbangan laju massa dan energi pada untuk volume atur pada tiap peralatan dapat dijelaskan sebagai berikut:

2.3.1.1 Turbin



Gambar 2.5 Turbin

Turbin yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 merupakan peralatan pada PLTU yang berfungsi untuk mengekspansi uap yang dihasilkan oleh boiler. Uap super panas (*superheated steam*) dengan temperatur dan tekanan tinggi masuk sisi *inlet* turbin pada tingkat keadaan *i* dan keluar di sisi *outlet* turbin pada tingkat keadaan *o* dengan temperatur dan tekanan lebih rendah. Uap berekspansi di dalam turbin dan menghasilkan daya turbin sebesar \dot{W}_t . Dengan analisa volume terkontrol dalam sistem dari tingkat keadaan *i* ke tingkat keadaan *o*, persamaan kesetimbangan massa dan energi dengan asumsi :

1. Seluruh peralatan beroperasi pada kondisi tunak (*steady state*)
2. Perubahan energi kinetik diabaikan
3. Perubahan energi potensial diabaikan
4. Perpindahan panas antara sistem dengan lingkungan diabaikan sebagai berikut :

Mass Balance

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.1)$$

Energy Balance

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}}^0 - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad (2.2)$$

maka, energi yang dihasilkan oleh turbin dapat dihitung dengan persamaan :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_t \quad (2.3)$$

$$\dot{W}_{cv} = \dot{m} (h_1 - h_2) \quad (2.4)$$

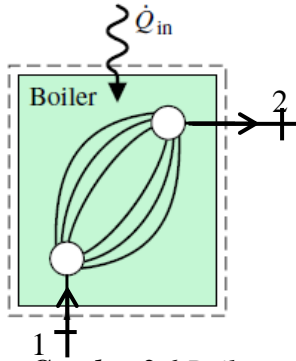
Keterangan :

- dE_{cv}/dt : laju aliran energi pada volume atur
- dM_{cv}/dt : laju aliran massa pada volume atur
- \dot{m}_1 : laju aliran massa pada tingkat keadaan 1 (kg/s)
- \dot{m}_2 : laju aliran massa pada tingkat keadaan 2 (kg/s)
- \dot{Q}_{cv} : laju kalor yang masuk ke dalam control volume
- \dot{W}_t : daya yang dihasilkan
- h_1 : entalpi pada tingkat keadaan 1
- h_2 : entalpi pada tingkat keadaan 2
- v_1 : kecepatan fluida pada tingkat keadaan 1
- v_2 : kecepatan fluida pada tingkat keadaan 2
- z_1 : elevasi
- z_2 : elevasi
- g : percepatan gravitasi bumi

2.3.1.2 Boiler

Boiler atau *steam generator* adalah komponen utama pada PLTU yang berfungsi untuk mengubah air menjadi uap super panas. Prinsip kerja *boiler* adalah menyerap kalor hasil pembakaran bahan bakar oleh pipa – pipa penukar panas (*heating surface*) untuk memanaskan air yang berada di dalam pipa (*tube*) hingga menjadi uap super panas. Uap tersebut digunakan sebagai pengerak turbin yang dikopel satu poros dengan generator untuk membangkitkan tenaga listrik. Dengan asumsi yang sama kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan *feedwater* di dalam *boiler*

ditunjukkan pada Gambar 2.6 dan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :



Gambar 2.6 Boiler

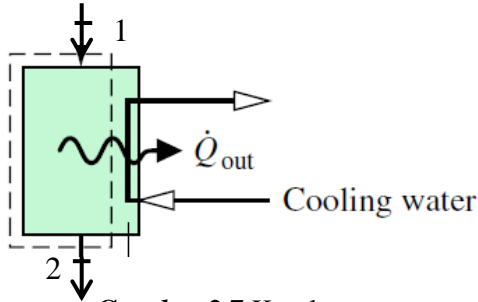
Energy Balance

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{Q}_{in}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

2.3.1.3 Kondensor

Kondensor adalah alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja berupa uap menjadi air. Uap yang keluar dari turbin tekanan rendah terkondensasi oleh air laut dalam *tubes* kondensor yang memiliki *temperature* relatif rendah. Sebagai akibat dari kehilangan panas, uap yang keluar dari turbin mula – mula didinginkan menjadi uap jenuh atau campuran kemudian mengembun menjadi kondensat. Dengan asumsi yang sama, besar kalor yang dilepaskan fluida kerja melalui proses kondensasi dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan massa dan energi yang ditunjukkan pada Gambar 2.7 sebagai berikut :



Gambar 2.7 Kondensor

2.1 Energy Balance

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{Q}_{out}$$

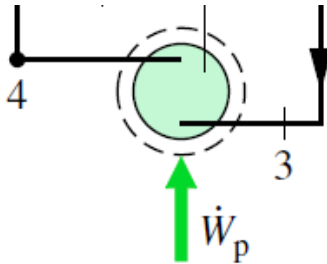
$$\dot{Q}_{out} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

2.3.1.4 Pompa

Pompa adalah peralatan mekanik yang berfungsi untuk mengalirkan fluida cair dari kondisi bertekanan relatif rendah ke kondisi bertekanan lebih tinggi. Pompa juga berfungsi sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem perpipaan. Dengan analisa volume atur dan dianggap tidak ada perpindahan kalor antara sistem dengan sekitar, maka persamaan kesetimbangan massa dan energi sebagai berikut :

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}^0} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad (2.7)$$

Jika \dot{W}_p/\dot{m} adalah daya yang dibutuhkan pompa per *unit* massa seperti pada Gambar 2.8, maka :



Gambar 2.8 Pompa

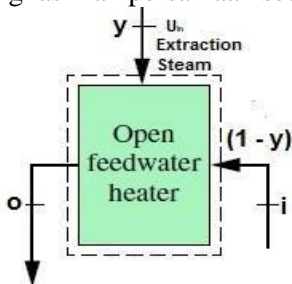
3.1 Energy Balance

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_t$$

$$\dot{W}_{cv} = \dot{m} (h_1 - h_2)$$

2.3.1.5 Analisa Open Feedwater heater (Deaerator)

Di dalam *open feedwater heater* aliran fluida panas dan fluida dingin akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat yang membatasi keduanya. Dengan penerapan prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur, maka fraksi y dapat dihitung. Jika dianggap tidak terjadi perpindahan panas antara sistem dengan lingkungan sekitar, perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, serta kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak, maka ditunjukkan dengan Gambar 2.9 dan menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Gambar 2.9 Open Feedwater heater

Jika,

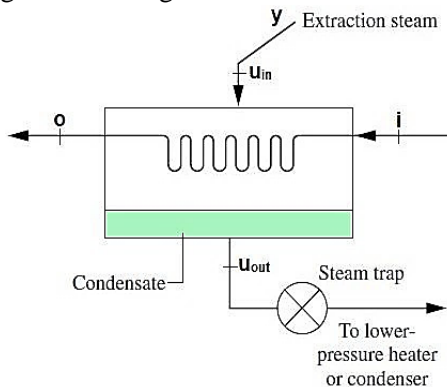
$$0 = yh_{u_{in}} + (1 - y)h_i - h_o \quad (2.9)$$

Maka besar fraksi y dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$y = \frac{h_o - h_i}{h_{u_{in}} - h_i} \quad (2.10)$$

2.3.1.6 Analisa Closed Feedwater heater (LPH dan HPH)

Pada *open feedwater heater* aliran fluida panas berada di sisi *shell* sedangkan air umpan (*feedwater*) mengalir di dalam *tube*. Proses pertukaran panas terjadi ketika fluida panas (uap ekstraksi turbin) mengalami kontak dengan permukaan *tube* pada *feedwater heater* sehingga uap terkondensasi dan *temperature feedwater* meningkat. Fraksi aliran uap yang diekstraksi y dapat dihitung dengan penerapan prinsip – prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur. Jika dianggap tidak terjadi perpindahan panas antara sistem dengan lingkungan sekitar, perubahan energi kinetik dan perubahan energi potensial diabaikan, serta kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak yang ditunjukkan pada Gambar 2.10, maka persamaan yang dapat digunakan sebagai berikut :

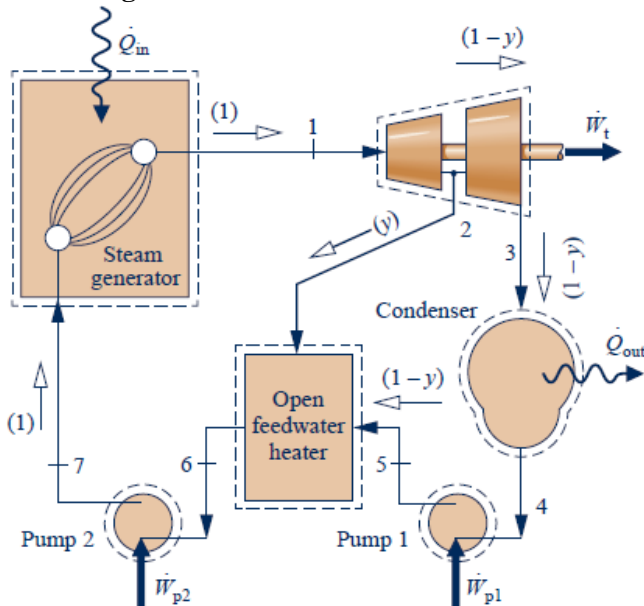


Gambar 2.10 *Closed Feedwater heater*

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

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \quad (2.11)$$

2.3.2 Perhitungan Fraksi Massa



Gambar 2.11 Aliran Fraksi Massa pada Siklus Regeneratif

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui besar laju aliran yang melalui tiap – tiap komponen pembangkit. Analisa fraksi massa biasanya digunakan pada siklus regeneratif sebagaimana contoh pada gambar 2.11. Langkah awal dalam menganalisa siklus uap *regenerative* adalah evaluasi terhadap laju aliran massa pada tiap komponen. Dengan analisa volume atur yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah :

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_1 = \dot{m}_1 \quad (2.12)$$

Dengan \dot{m}_1 adalah jumlah massa yang masuk ke dalam

turbin tingkat pertama pada kondisi 1, \dot{m}_2 adalah laju aliran massa uap ekstraksi, dan \dot{m}_3 adalah laju aliran massa yang masuk pada turbin tingkat kedua pada kondisi 3. Jika dibagi dengan \dot{m}_1 maka akan diperoleh nilai berdasarkan *unit* massa yang melewati turbin tingkat pertama :

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \quad (2.13)$$

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \quad (2.14)$$

2.3.3 Perhitungan Efisiensi

Efisiensi siklus *rankine* menyatakan seberapa banyak energi yang diberikan pada fluida kerja yang dapat dikonversikan menjadi keluaran kerja *netto*. Efisiensi siklus *rankine* dapat dihitung dengan membandingkan daya *netto* yang dihasilkan oleh siklus dibandingkan dengan kalor yang diberikan dalam *boiler*, dapat dijelaskan dalam persamaan berikut :

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

Keterangan :

\dot{W}_t/\dot{m} = daya yang dihasilkan turbin per satuan laju massa uap yang mengalir melalui turbin

\dot{W}_p/\dot{m} = laju daya input per satuan laju massa fluida kerja yang melewati pompa

\dot{Q}_{in}/\dot{m} = laju transfer panas dari sumber energi (batubara) menuju ke fluida kerja persatuan massa fluida kerja yang melewati *boiler*

2.3.4 Perhitungan Laju Kalor (Heat Rate)

Laju kalor (*heat rate*) menyatakan jumlah energi yang ditambahkan pada suatu sistem melalui perpindahan kalor untuk menghasilkan satu satuan *unit* keluaran kerja. Atau dengan kata lain, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiesnis termal. *Heat*

rate pada pembangkit daya uap dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut (Kurnia & Prabowo, 2015):

Net Plant Heat Rate (NPHR)

$$\text{NPHR} = \frac{\text{Total fuel heat input}}{\text{Electrical generation}} = \frac{\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV}}{\text{GGO} - \text{PES}} \quad (2.16)$$

Dengan :

NPHR = *Net Plant Heat Rate* (kCal/kWh)

\dot{m}_{fuel} = laju konsumsi bahan bakar

LHV = nilai kalor bahan bakar

GGO = *gross generator output* (MW)

PES = pemakaian energi sendiri

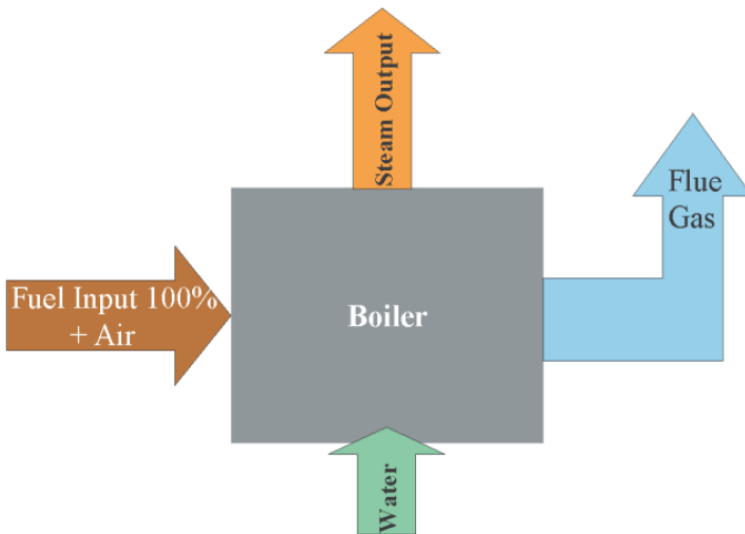
2.3.5 Analisa ASME PTC 6

Untuk melengkapi prinsip dasar dari termodinamika teknik I dan II, analisa pembangkit tenaga uap juga berdasarkan *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) PTC 6. ASME PTC 6 berfokus pada perhitungan efisiensi pada *boiler*. Ada dua metode yang dapat digunakan untuk menghitung efisiensi *boiler*, yaitu dengan metode langsung (*Direct Method*) dan metode tidak langsung (*Indirect Method*). Perhitungan efisiensi pada *boiler* dapat mencerminkan efisiensi dari pembangkit secara keseluruhan, karena semakin baik efisiensi dari *boiler* maka bahan bakar yang dikonsumsi semakin sedikit sedangkan *steam* yang dihasilkan masih memiliki kualitas yang handal.

Metode perhitungan langsung (*Direct Method*) adalah perhitungan efisiensi dengan membandingkan nilai *output* dengan *input*. Energi yang didapat dari fluida kerja (air dan *steam*) dibandingkan dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar *boiler*. Keuntungan metode langsung adalah lebih cepat mengevaluasi efisiensi *boiler* karena memerlukan sedikit parameter untuk perhitungan dan memerlukan sedikit instrumen untuk pemantauan. Hal ini sangat diperlukan apabila sering dilakukan inspeksi yang dilaksanakan dalam jangka waktu yang pendek. Kerugian metode langsung adalah tidak memberikan

petunjuk kepada operator tentang penyebab dari efisiensi sistem yang lebih rendah dan tidak menghitung berbagai kehilangan yang berpengaruh pada berbagai tingkat efisiensi.

Metode perhitungan tidak langsung adalah metode perhitungan efisiensi dengan mengukur semua kerugian yang terjadi di *boiler*. Kelebihan dari metode ini adalah bahwa kesalahan dalam pengukuran tidak membuat perubahan signifikan dalam efisiensi, dapat diketahui pula neraca bahan dan energi yang lengkap untuk setiap aliran sehingga dapat memudahkan dalam mengidentifikasi *alternative* untuk meningkatkan efisiensi *boiler*. Sedangkan kerugian metode tidak langsung adalah diperlukan waktu yang lebih lama dan diperlukan fasilitas laboratorium untuk analisis.



Gambar 2.12 Skema Analisa Efisiensi Boiler Metode Langsung
(*Direct Methode*)

$$Boiler\ Efficiency = \frac{Heat\ Output}{Heat\ Input} \times 100\ \% \quad (2.17)$$

$$\text{Boiler Efficiency} = \frac{\text{Steam flow rate} \times (\text{steam enthalpy} - \text{feed water enthalpy})}{\text{Fuel firing rate} \times \text{Gross Calorific Value}} \times 100\% \quad (2.18)$$

$$\text{Boiler Efficiency } (\eta) = \frac{\dot{m} \times (h_{\text{steam}} - h_{\text{water}})}{\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{HHV}} \times 100\% \quad (2.19)$$

dimana:

- \dot{m} = laju uap yang dihasilkan (kg/jam)
- \dot{m}_{fuel} = laju bahan bakar yang diumpangkan (kg/jam)
- HHV = nilai kalor atas bahan bakar (kcal/kg)
- $h_{\text{steam output}}$ = Entalphi uap (kcal/kg)
- $h_{\text{water input}}$ = Entalphi air pengisi (kcal/kg).

2.4 Penjelasan Perangkat Lunak *Cycle Tempo 5.0*

Tugas akhir ini disusun dengan metode pemodelan analisa numerik menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0*. *Cycle Tempo* adalah perangkat lunak pemodelan termodinamika dan optimasi sistem energi (*electricity, heat and refrigeration*). Perangkat ini dikembangkan untuk memudahkan analisa dan menjawab persoalan termodinamika dengan perhitungan laju aliran massa, variable termodinamika, kesetimbangan kimia, dan komposisi dari laju aliran suatu proses atau kombinasi berikut (Delft. U.T., 2008) :

- *Steam turbine power plants*
- *Gas turbine*
- *Combined cycle plants*
- *Combustion and gasification system*
- *Heat transfer system*
- *Organic rankine cycle (ORC) power plants*
- *Refrigeration system (compression and absorption)*
- *Heat pump*

2.4.1 Penjelasan *Apparatus* pada Perangkat Lunak *Cycle Tempo 5.0*

Perangkat lunak *cycle tempo* menyediakan beberapa *apparatus* yang dapat digunakan untuk membuat diagram alir suatu sistem. Sebagian besar *apparatus* dalam perangkat lunak ini

menggunakan data standar termodinamika sebagai berikut:

PIN = inlet pressure (bar)

POUT = outlet pressure (bar)

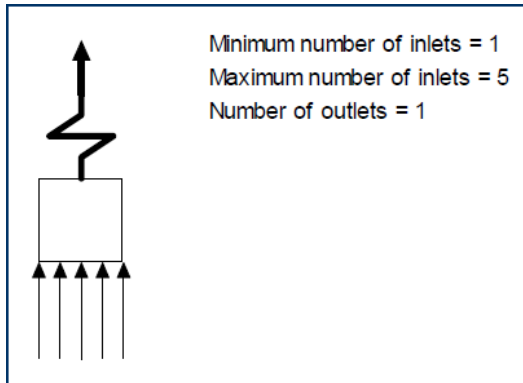
TIN = pressure loss in the apparatus (bar)

TOUT = outlet temperature ($^{\circ}\text{C}$)

DELTA = temperature rise in the apparatus ($^{\circ}\text{C}$)

Berikut adalah penjelasan mengenai *apparatus* yang digunakan dalam penelitian ini (Delft U. T., 2008):

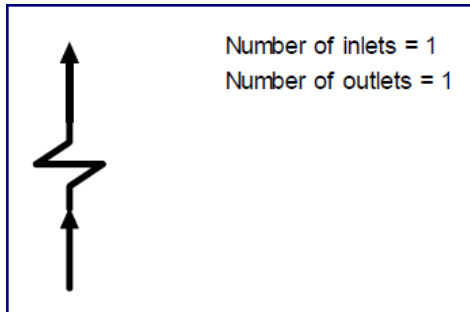
Boiler



Gambar 2.12 *Apparatus Boiler* pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

Pada Gambar 2.13, *apparatus boiler* tipe ini digunakan untuk memodelkan *boiler* pada siklus tertutup, yang mana *apparatus* ini hanya menganalisa *heat addition* pada siklus dan detail sistem *flue gas* diabaikan. Jika ingin memodelkan *boiler* secara lengkap dengan adanya *economizer*, *evaporator*, *superheater*, dan *reheater* maka *boiler* harus dimodelkan berbeda dengan mengaplikasikan masing – masing komponen.

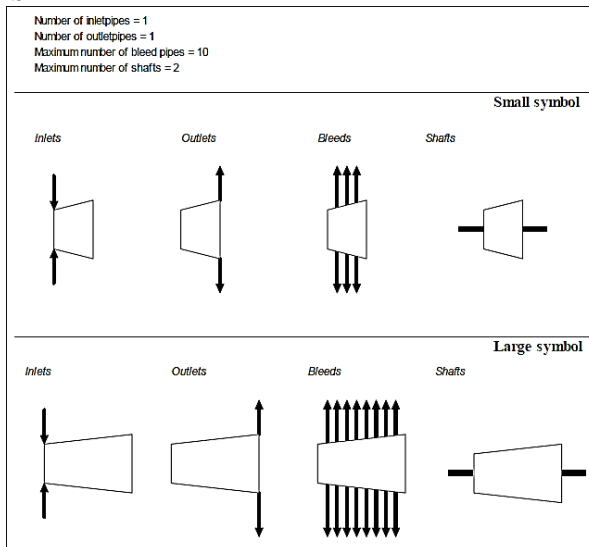
Reheater



Gambar 2.13 *Apparatus Reheater* pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

Sama halnya dengan *apparatus boiler*, *reheater* pada Gambar 2.14 juga hanya menganalisa *heat addition* tanpa menampilkan detail sistem *flue gas*.

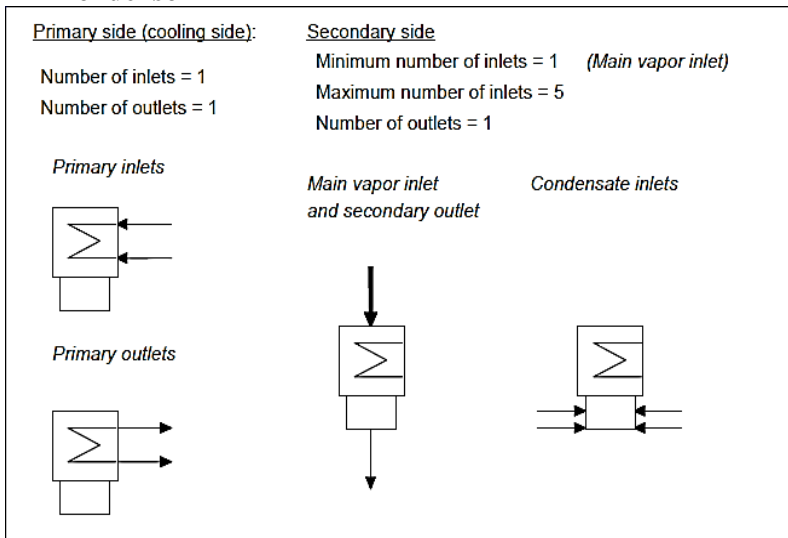
Turbin



Gambar 2.14 *Apparatus Turbin* pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

Pada perangkat lunak *cycle tempo* terdapat 2 jenis simbol turbin yaitu turbin dengan *small symbol* dan turbin dengan *large symbol*. Kedua simbol tersebut dibedakan hanya berdasarkan jumlah titik ekstraksi yang dapat dibuat seperti pada Gambar 2.15.

Kondensor

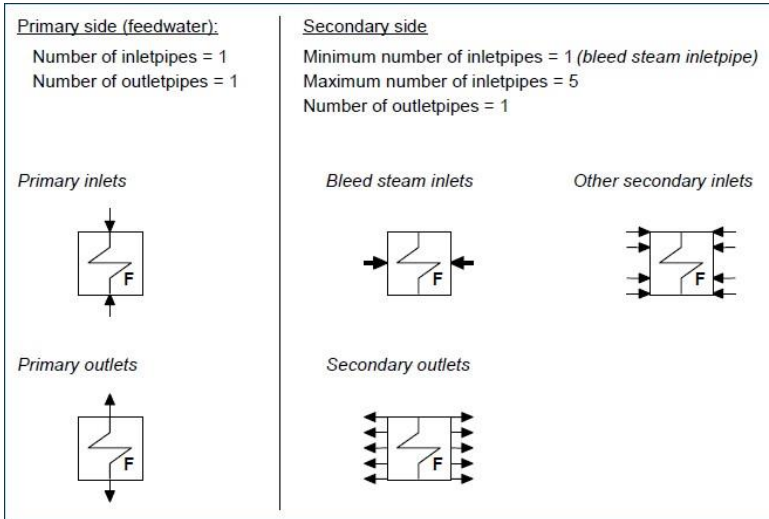


Gambar 2.15 Apparatus Kondensor pada Perangkat Lunak *Cycle Tempo 5.0*

Pada Gambar 2.16 ditunjukkan *Condenser* dalam *cycle tempo* yang dapat diatur dalam dua kondisi berbeda berdasarkan *Energy Equation Code (EECODE)*, yaitu :

- EEQCOD= 1 : *energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung laju aliran massa
- EECCOD = 2 : *energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung *enthalpy* pada *inlet* atau *outlet condenser*

Feedwater heater



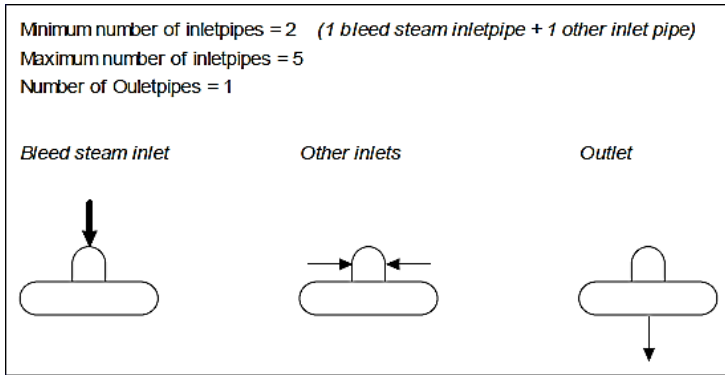
Gambar 2.16 *Apparatus Feedwater heater* pada Perangkat Lunak *Cycle Tempo 5.0*

Gambar 2.17 menunjukkan *apparatus feedwater heater* pada *cycle tempo*, aliran yang berada di dalam *tube* merupakan aliran *primary*. Sedakan uap ekstraksi merupakan aliran *secondary* yang berada di sisi *shell*.. Selain data standar yang telah disebutkan sebelumnya, pada *apparatus feedwater heater* terdapat data tambahan yang digunakan, yaitu :

DELTH = selisih antara temperatur saturasi *secondary medium* dan *outlet temperature* dari *primary medium* (°C), $T_{ss} - T_{out,p}$

DELTL = selisih antara *outlet temperature* dari *secondary medium* dan *inlet temperature* dari *primary medium* (°C)

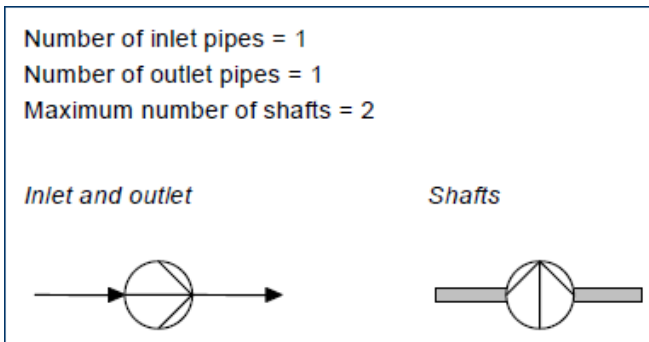
Deaerator



Gambar 2.17 Apparatus Deaerator pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

Deaerator pada Gambar 2.18 digunakan sebagai kontak heater yang memanaskan *feedwater* dengan pemanas berupa uap ekstraksi turbin. Dalam analisa ini, *outlet* deaerator diasumsikan pada keadaan cair jenuh.

Pompa



Gambar 2.18 Apparatus Pompa pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

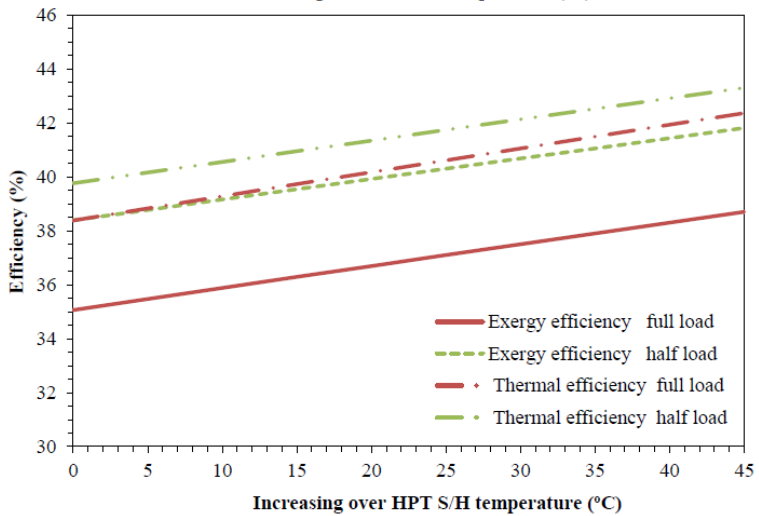
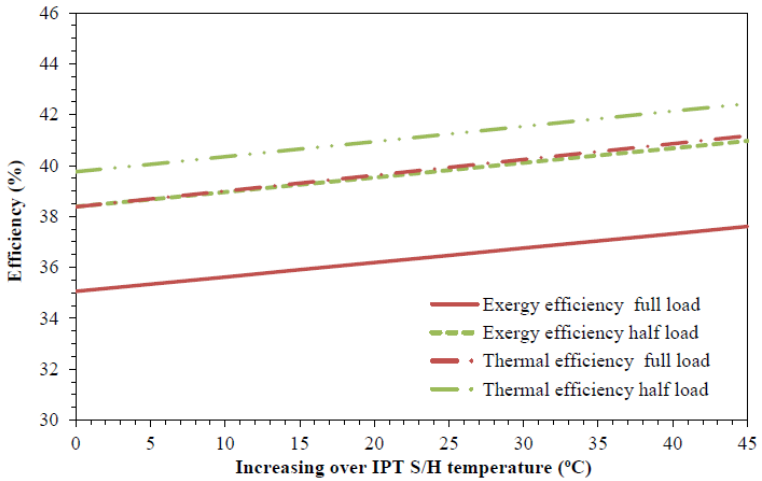
Selain parameter temperatur dan tekanan baik pada *inlet* maupun *outlet* pompa, parameter efisiensi juga dapat disertakan dalam mendefinisikan kerja pompa yang ditunjukkan pada Gambar 2.19 . Terdapat tiga jenis efisiensi yang dapat dijadikan *input* parameter :

ETHAI = efisiensni isentropik
ETHAM = efisiensni mekanik
ETHAE = efisiensi elektrikal

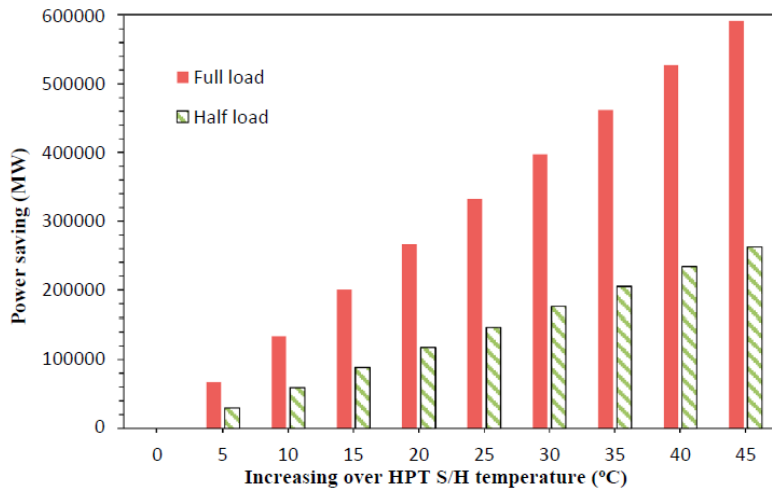
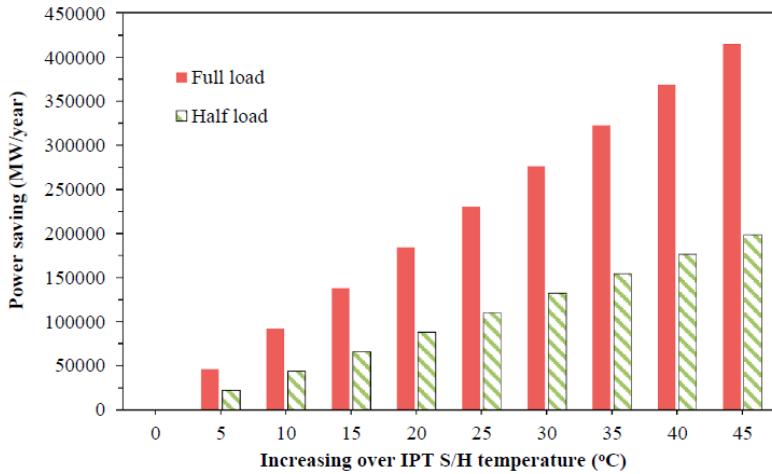
2.5 Penelitian Terdahulu

2.5.1 Mohamed Elhelwa, Kareem Saad Al Dahma , dan Abd el Hamid Attia (2018)

Mohamed Elhelwa, Kareem Saad Al Dahma , dan Abd el Hamid dalam jurnal yang berjudul “Utilizing exergy analysis in studying the performance of steam power plant at two different operation” melakukan penelitian mengenai pengaruh dua kondisi yaitu full dan half load terhadap efisiensi pembangkit listrik dan penghematan daya bersih. Hipotesa pada penelitian tersebut adalah melakukan variasi kenaikan temperatur pada high pressure turbin dan intermediate pressure turbin pada satu pembangkit listrik dengan siklus rankine dapat menaikkan efisiensi termal dan penghematan daya bersih pada pembangkit. Hasil yang didapat dari penelitian tersebut sesuai dengan hipotesa, bahwa efisiensi dan penghematan daya bersih meningkat seiring kenaikan temperatur IPT inlet dan HPT inlet dari superheater yang digunakan seperti pada gambar 2.20 berikut:



Gambar 2.19 Grafik perbandingan terhadap Efisiensi Termal terhadap penurunan tekanan (a) IPT (*Intermediate Pressure Turbine*) (b) HPT (*High Pressure Turbine*)



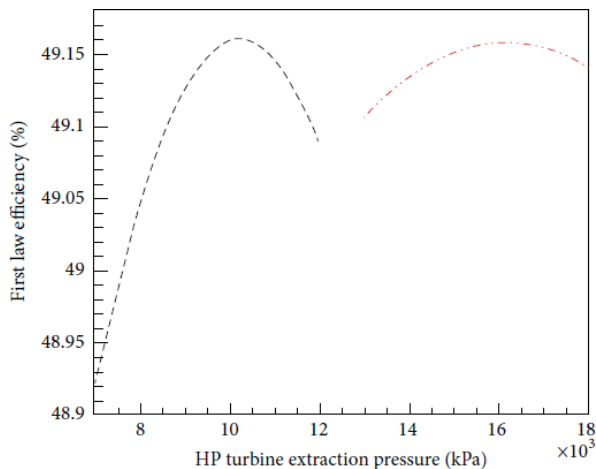
Gambar 2.20 Grafik perbandingan terhadap *power saving* terhadap penurunan tekanan (a) IPT (*Intermediate Pressure Turbine*) (b) HPT (*High Pressure Turbine*)

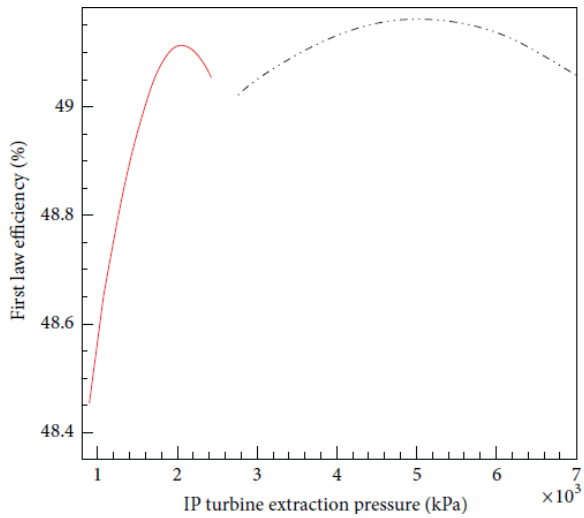
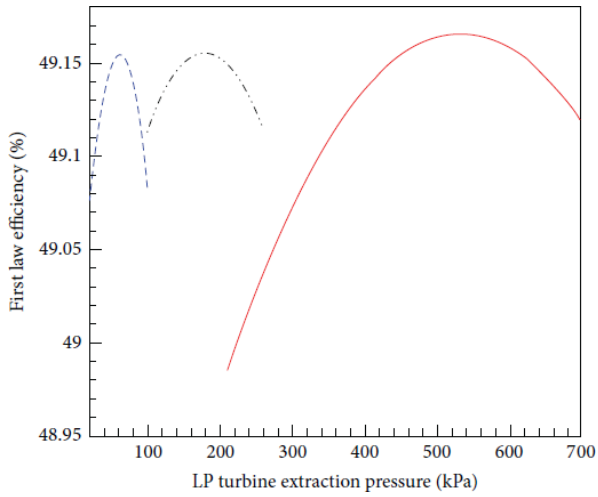
Berdasarkan grafik pada Gambar 2.20 hubungan antara steam inlet temperatur HPT dan IPT dengan efisiensi pembangkit,

dimana semakin meningkat nilai dari kenaikan steam inlet temperatur HPT maupun IPT akan berdampak pada meningkatnya nilai efisiensi pembangkit. Sedangkan pada Gambar 2.21 merupakan hubungan antara kenaikan temperatur inlet steam HPT dan IPT dengan penghematan daya bersih. Sehingga didapatkan 10.383% dari daya bersih (591387.6 MW/tahun) dapat disimpan pada kondisi full load sedangkan 8.906% dari daya bersih (262747 MW/tahun) dapat disimpan pada kondisi half load, jika S/H steam temperatur menuju inlet HPT maupun IPT meningkat hingga 45 °C.

2.5.2 M.M Rashidi, A.Aghagoli dan M.Ali (2014)

Jurnal penelitian yang berjudul “*Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feedwater Heaters*”. Penelitian ini menggunakan siklus uap dengan pemanasan ulang, enam buah *heater* (tiga buah *high pressure heater*, dan 3 buah *low pressure heater*) dan 1 buah *deaerator*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa peningkatan tekanan ekstraksi turbin berbanding lurus dengan peningkatan efisiensi siklus, namun pada titik tertentu justru menyebabkan penurunan efisiensi siklus ditunjukkan pada Gambar 2.21 dan Gambar 2.22.



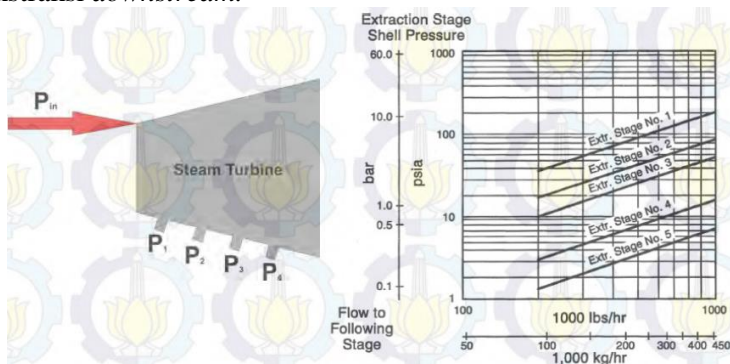


Gambar 2.21 Hubungan tekanan ekstraksi (a) HP turbin terhadap efisiensi (b) HP turbin terhadap efisiensi (c) LP turbin terhadap efisiensi

Hal ini dikarenakan peningkatan tekanan ekstraksi uap turbin maka uap yang seharusnya digunakan untuk memutar turbin berkurang. Hal ini menyebabkan terjadinya penurunan kerja yang dihasilkan turbin. Selain itu, uap ekstraksi turbin digunakan untuk *feedwater* sehingga dapat menurunkan kalor yang dibutuhkan *boiler* untuk memanaskan *feedwater* menjadi uap. Namun apabila pengurangan kalor yang dibutuhkan *boiler* tidak lebih besar dari pengurangan daya turbin akibat uap yang diekstraksi maka efisiensi siklus akan menurun.

2.6 Standart Metode Variasi

Berdasarkan James S. Wright, GE Power Systems, Schenectady di dalam penulisannya yang berjudul “*Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations*”. Terdapat dua alternatif yang harus dipertimbangkan untuk aliran proses penyuplaian dari ekstraksi *turbine* uap: ekstraksi yang terkontrol atau otomatis dan ekstraksi tak dikontrol. Ekstraksi otomatis menggunakan beberapa katub kontrol yang terletak di dalam *turbine* untuk memvariasi kemampuan aliran yang lewat pada bagian *turbine* di titik ekstraksi *downstream*.

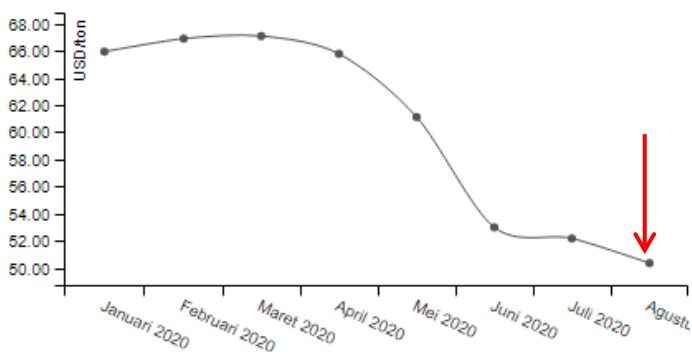


Gambar 2.23 Grafik Perbandingan *Flowrate Steam* dengan Tekanan

Pada gambar 2.23 adalah grafik hubungan antara *flowrate steam dengan tekanan* untuk ekstraksi yang tidak terkontrol. Ekstraksi yang tidak terkontrol hanya berupa bukaan (ceratan) pada *casing turbine* dimana tekanan ekstraksi yang ada bervariasi langsung dengan aliran terhadap tahap selanjutnya. Pada gambar tersebut dapat dijelaskan bahwa posisi ekstraksi yang berbeda memiliki tekanan yang berbeda dan semakin banyak laju aliran massa yang diambil mengakibatkan semakin tingginya tekanan yang akan diperoleh, hal tersebut akan mempengaruhi temperatur *outlet* dari *turbine* yg semakin tinggi sehingga air yang akan masuk ke *boiler* akan semakin panas dan efisiensi dari *boiler* akan meningkat dan pada akhirnya efisiensi pembangkit akan bertambah besar pula. Dampak yang diperoleh dari semakin baiknya efisiensi pembangkit adalah konsumsi bahan bakar yang digunakan akan semakin sedikit jumlahnya jika dibandingkan saat belum dilakukannya pengekstraksian di *high pressure steam turbin* dan *intermediate pressure steam turbine*. Dalam pengambilan *steam* sebagai bahan pemanas air pada ekstraksi yang tidak dikontrol biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi sebesar 5%-10% pada *high pressure turbine* dari aliran utama ke tahap selanjutnya, dimana rugi *throttle* eksternal kecil relatif terhadap keuntungan dari *lower cost* dan menaikkan efisiensi internal *turbine*. Ekstraksi otomatis biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi kira-kira 15% dari aliran ke tahap selanjutnya, dimana rugi *throttle* eksternalnya terjadi lebih besar dari kerugian-kerugian *higher cost* dan mengurangi efisiensi *turbine* internal.

2.7 Nilai Batu Bara

Grafik Harga Batubara Acuan



Gambar 2.24 Grafik Harga Acuan Batu Bara di Indonesia

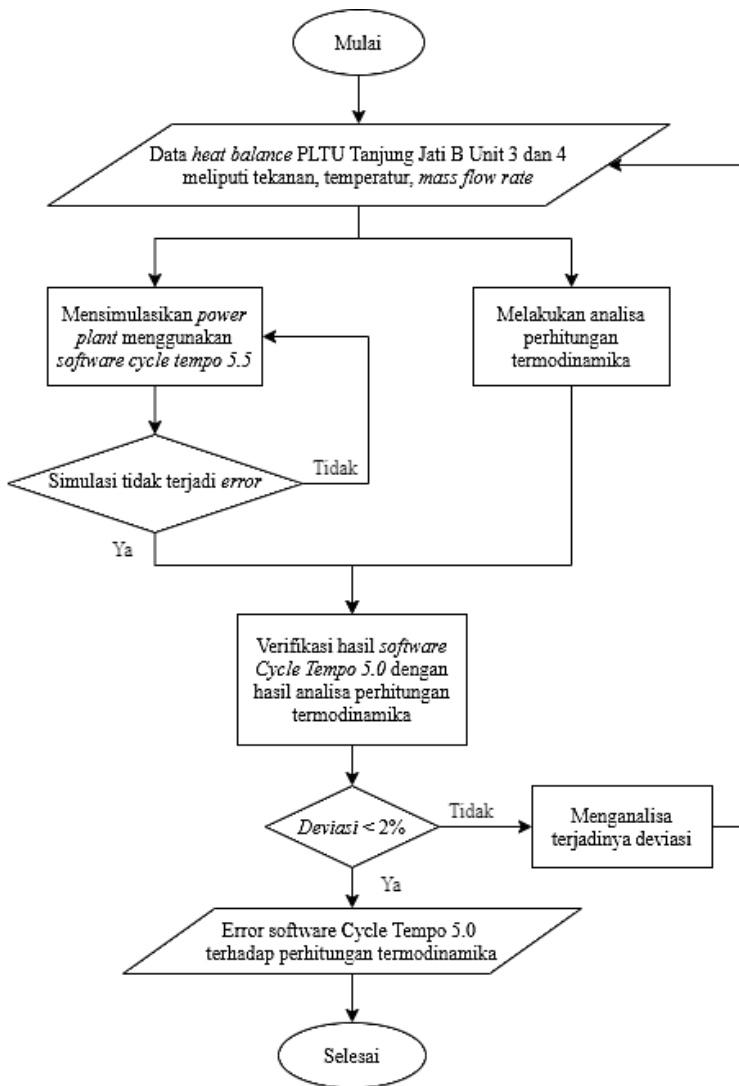
Berdasarkan Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia pada bulan Agustus 2020 mengeluarkan putusan bahwa nilai harga acuan batu bara sebesar 50,34 USD/ton. HBA adalah harga yang diperoleh dari rata-rata indeks Indonesia Coal Index (ICI), Newcastle Export Index (NEX), Globalcoal Newcastle Index (GCNC), dan Platt's 5900 pada bulan sebelumnya, dengan kualitas yang disetarakan pada kalori 6322 kcal/kg GAR, Total Moisture 8%, Total Sulphur 0,8%, dan Ash 15%.

BAB III

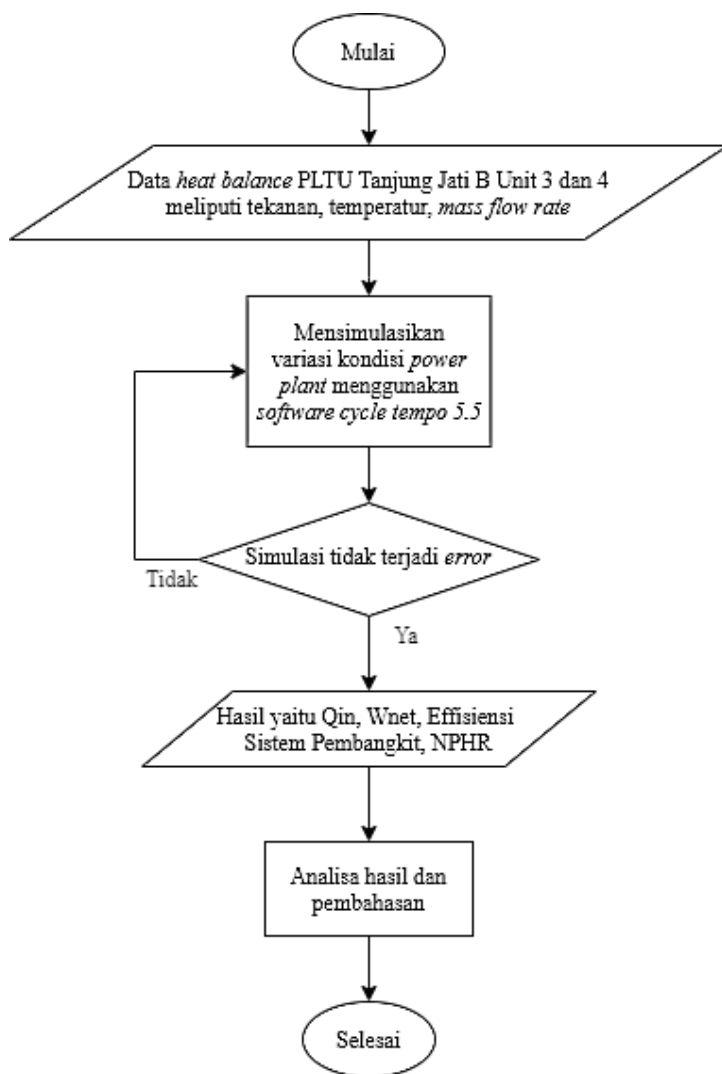
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Sistematika Penelitian

Sistematika penelitian disusun untuk mengetahui rangkaian proses yang akan dilakukan pada saat penelitian. Berikut adalah *flowchart* verifikasi yang ditunjukkan pada *Gambar 3.1* dan *flowchart* penelitian pada *Gambar 3.2*:

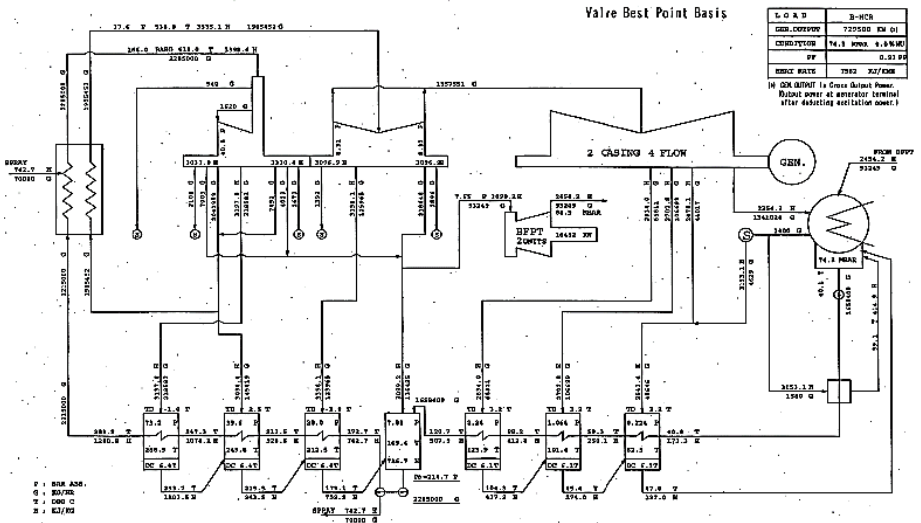


Gambar 3.1 Flowchart verifikasi software Cycle Tempo 5.0 berdasarkan data heat balance



Gambar 3.2 Flowchart penelitian tugas akhir

3.2 Pemodelan PLTU pada Cycle Tempo 5.0

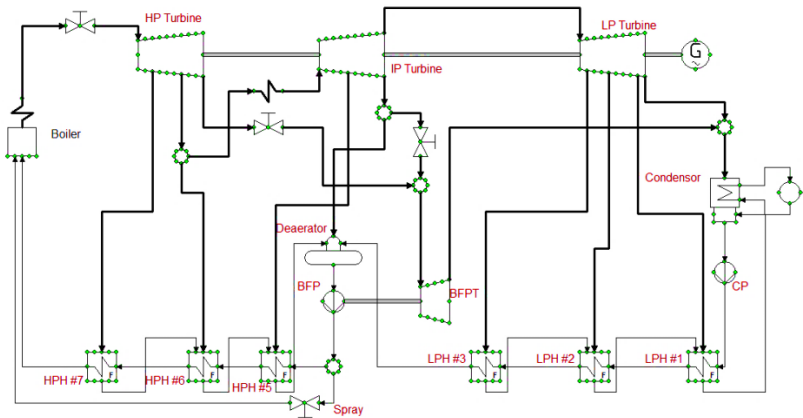


Gambar 3.3 Heat Balance Diagram PLTU Unit 3 dan 4

Gambar 3.3 di atas merupakan model pembangkit listrik tenaga uap Unit 3 dan 4 dengan daya gross yang dibangkitkan sebesar 660 MW berasal dari tiga tingkatan turbin uap yaitu HP turbin, IP turbin dan LP turbin. Model pembangkit menggunakan sistem pemanas *feedwater* yang terdiri dari enam buah *closed feedwater heater* (tiga HPH, tiga LPH) dan satu buah *deaerator*. HP Turbin terdiri dari tiga ekstraksi yaitu dua ekstraksi menuju HPH dan satu ekstraksi menuju BFPT. IP turbin terdiri dari dua ekstraksi yaitu satu ekstraksi menuju HPH dan satu ekstraksi menuju Deaerator. LP turbin terdiri dari tiga ekstraksi menuju LPH.

Desain sistem pembangkit menggunakan software *Cycle Tempo 5.0* dengan memasukkan data yang diperoleh dari data heat balance. Data dari heat balance digunakan untuk mencari error software *Cycle Tempo 5.0* dan melakukan penelitian pada tugas akhir ini. Data yang dimasukkan berupa data properties

seperti tekanan, temperatur yang terdapat pada data heat balance. Berdasarkan skema alir pada Gambar 3.3, maka dibuat pemodelan PLTU pada perangkat lunak *cycle tempo* dengan skema yang ditunjukkan pada Gambar 3.4 dan data *input* pada Tabel 3.1 sebagai berikut :



Gambar 3.4 Skema Simulasi pada *Cycle Tempo 5.0*

Tabel 3.1 Parameter Data *Input*

Apparat us	Propert y	Keterang an	Value			Un it
			BMC R	TMC R	ECR	
HP Turbin 2	PIN	Tekanan <i>inlet</i>	166	166	166	bar
	TOUT	Temperatu r <i>outlet</i>	324,8	324,8	324,8	°C
IP Turbin 3	PIN	Tekanan <i>inlet</i>	37,6	36.2	35,3	bar
	TOUT	Temperatu r <i>outlet</i>	319,5	320.3	320,7	°C
LP Turbin 4	PIN	Tekanan <i>inlet</i>	8,31	8.06	7,88	bar

	TIN	Temperatur <i>inlet</i>	-	320.3	320,7	
	ETHAI	Efisiensi isentropik	0,918	0,918	0,919	-
Generator	ETAGEN	Efisiensi generator	0,99142	0,99005	0,993	-
<i>Splitter</i> 19	DELP	Tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i>	0,0106	0,0106	0,0106	<i>bar</i>
<i>Splitter</i> 20			0,5	0,48	0,47	<i>bar</i>
<i>Splitter</i> 21			0,1	0,16	0,16	<i>bar</i>
<i>Splitter</i> 24			-	-	-	<i>bar</i>
<i>Splitter</i> 26			1,2	1,2	1,2	<i>bar</i>
Kondenser 7	EEQCOD	<i>Energy equation code</i>	1	1	1	-
	DELP1	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>tube</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	PIN2	Tekanan <i>Inlet</i> Sisi <i>Shell</i>	0,0743	0,0729	0,072	<i>bar</i>
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	SATCO	<i>Saturation</i>	0	0	0	-

	D	Code				
Source 8	POUT	Tekanan outlet	1,5	1,5	1,5	bar
	DELP	Perbedaan tekanan inlet dan outlet	0	0	0	bar
	TIN	Temperatur inlet	38	38	38	°C
	TOUT	Temperatur outlet	28	28	28	°C
Pump 9	POUT	Tekanan outlet	7,81	7,58	7,41	bar
	TOUT	Temperatur Outlet	40,9	40,6	40,4	°C
LPH 10	DELP1	Perbedaan tekanan inlet dan outlet pada sisi tube	0	0	0	bar
	PIN2	Tekanan inlet sisi shell	0,224	0,217	0,213	bar
	DELP2		0	0	0	
	DELTL	DCA	6,1	5,8	5,6	°C
	DELTH	TTD	3,2	2,9	2,8	°C
LPH 11	DELP1	Perbedaan tekanan inlet dan outlet pada sisi tube	0	0	0	bar
	PIN2	Tekanan	1,064	1,034	1,012	bar

		<i>inlet sisi shell</i>				
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	DELTL	DCA	6,1	5,8	5,6	°C
	DELTH	TTD	3,2	2,9	2,8	°C
LPH 12	DELP1	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>tube</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	PIN2	Tekanan <i>inlet</i> sisi <i>shell</i>	2,24	2,18	2,13	<i>bar</i>
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	TOUT2	Tekanan <i>outlet</i> sisi <i>shell</i>	104,3	103,4	102,7	°C
	DELTL	DCA	6,1	5,8	5,6	°C
	DELTH	TTD	3,2	2,9	2,8	°C
	<i>Deaerat or 16</i>	PIN	Tekanan <i>Inlet</i>	7,81	7,58	7,41

	DELP	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	TOUT	Temperatur <i>outlet</i>	169	168	167	°C
BFP 17	POUT	Tekanan <i>outlet</i>	214,7	202,7	198,1	<i>bar</i>
	TOUT	Temperatur <i>outlet</i>	172,7	171,3	170,3	°C
BFPT 6	ETHAI	Efisiensi isentropik	0,806	0,806	0,806	-
	PIN	Tekanan <i>Inlet</i>	7,65	7,42	7,25	<i>bar</i>
	TIN	Temperatur <i>inlet</i>	319,8	320,4	320,7	°C
HPH 13	DELP1	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	TOUT1	Temperatur <i>outlet</i> sisi <i>shell</i>	213,5	-	-	°C
	PIN2	Tekanan <i>inlet</i> sisi <i>shell</i>	20	19,34	18,88	<i>bar</i>
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>

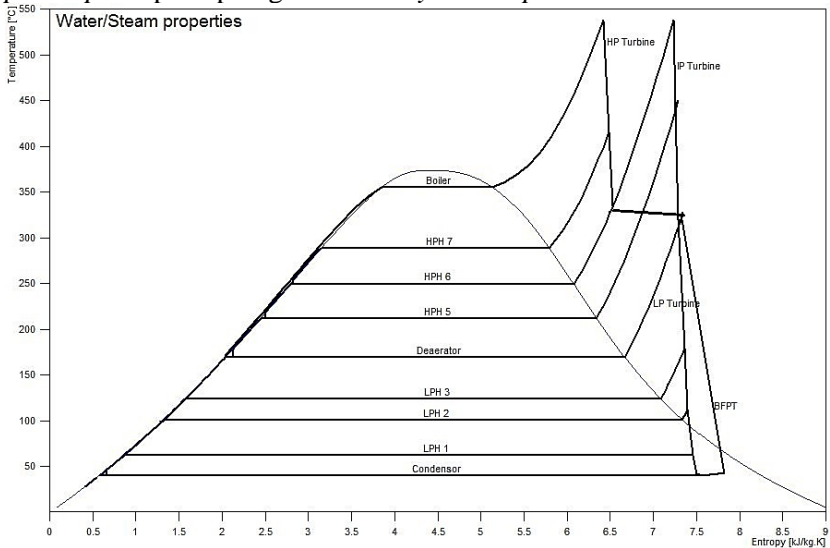
	DELTL	DCA	6,4	5,9	5,6	°C
	DELTH	TTD	-1	-1,7	-2	°C
HPH 14	DELP1	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>tube</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	PIN2	Tekanan <i>inlet</i> sisi <i>shell</i>	39,6	38,2	37,2	<i>bar</i>
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>shell</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	DELTL	DCA	6,4	5,9	5,6	°C
	DELTH	TTD	2,5	2,2	2	°C
HPH 15	DELP1	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi <i>tube</i>	0	0	0	<i>bar</i>
	PIN2	Tekanan <i>inlet</i> sisi <i>shell</i>	73,2	70	68	<i>bar</i>
	DELP2	Perbedaan tekanan <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> pada sisi	0	0	0	<i>bar</i>

		<i>shell</i>				
	TIN2	Temperatur outlet sisi <i>shell</i>	417,2	411	406,9	°C
	DELTL	DCA	6,4	5,9	5,6	°C
	DELTH	TTD	-1	-1,7	-2	°C
<i>Boiler 1</i>	DELP	Perbedaan tekanan inlet dan outlet	36	36	36	<i>bar</i>
	TOUT	Temperatur outlet	538	538	538	°C
<i>Reheater 5</i>	DELP	Perbedaan tekanan inlet dan outlet	2	2	3,5	<i>bar</i>
	TIN	Temperatur inlet	329,4	324,8	321,8	°C
	TOUT	Temperatur outlet	538	538	538	°C
<i>Valve 18</i>	<i>Flow</i>	Laju massa	3,06	2,93	34,72	kg/s
<i>Valve 22</i>			22,839	20,45	19,38	kg/s
<i>Valve 23</i>			634,722	607,24	589,88	kg/s
<i>Valve 25</i>			19,44	31,111	34,72	kg/s

Berikut adalah langkah – langkah simulasi yang dilakukan pada penelitian ini :

1. Membuat pemodelan *power plant* yang akan dianalisa dari data *heat balance*.
2. *Running* pemodelan *power plant* pada perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0* hingga tidak terdapat *error* dan *warning*. Jika terdapat *error* dan *warning*, ikuti perintah dan lengkapi data sesuai perintah pada menu *massage*.
3. Setelah hasil simulasi konvergen maka didapat hasil berupa *properties* pada tiap tingkat keadaan, *absorbed power* (Q total), *gross power*, *net power*, *auxiliary power consumption*, dan efisiensi.

Grafik T-S diagram dapat dilihat dari hasil *running* pemodelan *power plant* pada perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0*.



Gambar 3.5 T– S Diagram Kondisi Heat Balance PLTU Unit 3 dan 4

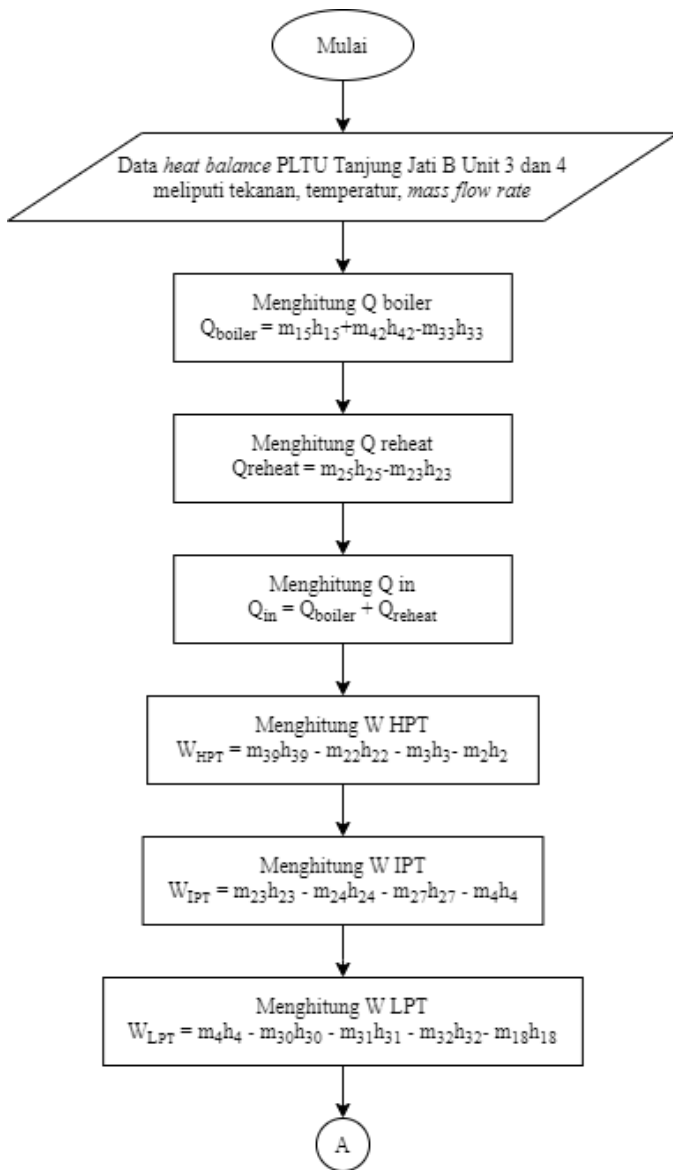
Gambar 3.5 menunjukkan grafik T-S diagram yang didapat dari data aktual, proses yang terjadi pada tiap komponen tidak terjadi secara *ideal* karena komponen-komponen tersebut

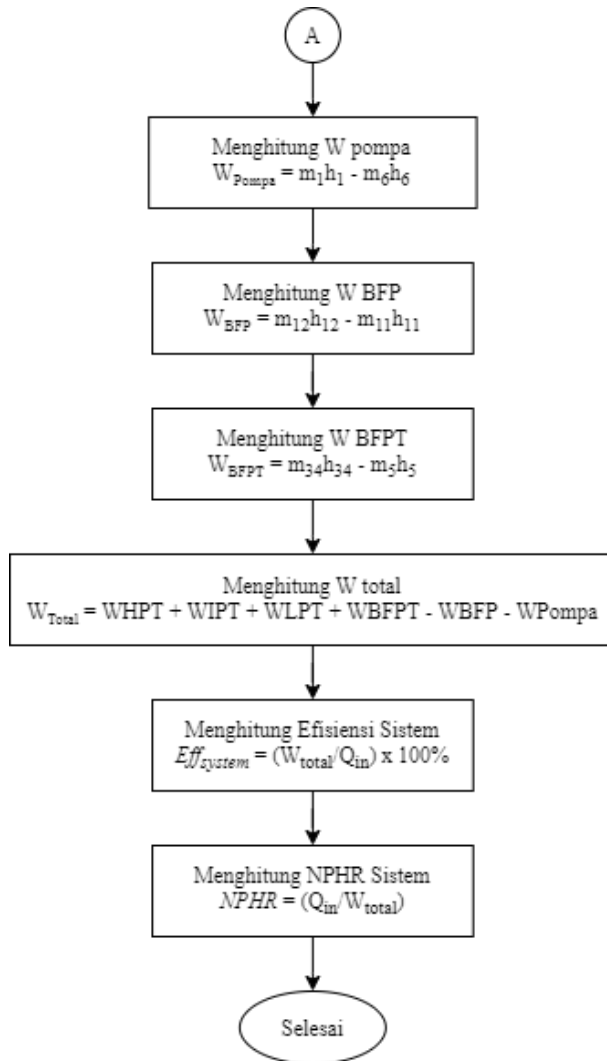
disimulasikan bekerja di dalam kondisi riil sehingga terdapat kehilangan atau *losses*. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak terjadi secara isentropik.

3.3 Perhitungan Termodinamika PLTU B Unit 3

Dari hasil simulasi perangkat lunak *cycle tempo 5.0* menggunakan data heat balance PLTU *Unit 3* dan *4* diperoleh *properties* pada tiap tingkat keadaan, *absorbed power* ($Q_{in\ boiler}$ dan $Q_{in\ reheater}$) daya *netto*, daya *auxiliary*, dan efisiensi. Data tersebut digunakan untuk validasi dengan membandingkan hasil simulasi terhadap hasil perhitungan termodinamika. Selain data tersebut, *Net Plant Heat Rate* (NPHR) dan *Gross Plant Heat Rate* juga akan dihitung dari data hasil simulasi sebagai salah satu parameter. Tahap yang dilakukan dalam perhitungan termodinamika dijelaskan pada *flowchart* dibawah ini :

Pada penelitian ini, digunakan data *heat balance* sebagai referensi validasi dengan *error* yang diizinkan sebesar 5%. Apabila parameter-parameter yang diperoleh dari hasil simulasi memiliki deviasi kurang dari 5% terhadap data *heat balance*, maka dapat disimpulkan sistem yang dibangun pada simulasi valid.





Gambar 3. 6 Flowchart perhitungan termodinamika dari data *heat balance*

Pada penelitian ini, digunakan data *heat balance* sebagai referensi validasi dengan *error* yang diizinkan sebesar 5%. Apabila parameter-parameter yang diperoleh dari hasil simulasi memiliki deviasi kurang dari 5% terhadap data *heat balance*, maka dapat disimpulkan sistem yang dibangun pada simulasi valid.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Model Pembangkit PLTU Unit 3 & 4

Analisa yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan data *heat balance* PLTU unit 3 & 4. Data spesifikasi PLTU unit 3 & 4 yang hendak digunakan adalah sebagai berikut:

1. Spesifikasi Desain
 - Kapasitas : 2x660 MW (*netto*)
 - Bahan bakar : Batu bara (operasi normal) (HHV batu bara 4700 kkal/kg)
 - : *Light fuel oil (startup, low load operation, shutdown)*
 - Nomor unit : 3 & 4 (identik)

2. Peralatan sistem PLTU

- a. Turbin uap

Manufacturer : Toshiba TCDF-42
MS Stop – 2 Nos dan MS CV –
4 Nos

Type : *Tandem compound 4 silinder*

BMCR : 729,5 MW (*at Gen output*)

TMCR : 708,3 MW (*at Gen output*)

ECR : 695,7 MW (*at Gen output*)

Normal operating speed : 3000 rpm

Turning gear speed : 6 rpm

Governing control system : *D-EHC*

Main steam pressure : 166 bar (*Turbine inlet ECR*)

Main steam temperature : 538 °C (*Turbine inlet ECR*)

Reheat temperature : 538 °C (*Turbine inlet ECR*)

Reheat pressure : 34,3 bar (*Turbine inlet ECR*)

No. Of cylinder : One HP/ one IP/ two LPs

b. Generator

Manufacturer : TAKS, Toshiba
Type : Three phase, 2-poles, totally enclosed synchronous generator
Capacity : 802 MVA
Power factor : 0,9 lagging
Frequency : 50 Hz

c. Boiler

Manufacturer :
MHI
Type : Single drum, Reheat, Coal Fired type, Oil fired (up to 25% BMCR load)

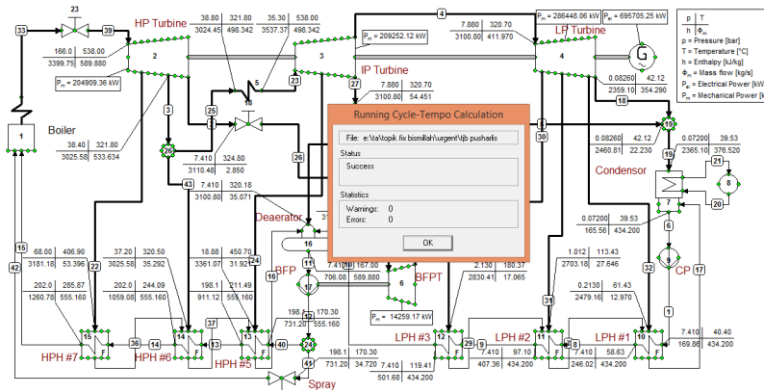
Main steam flow : 2285 t/h (at BMCR)
Main steam pressure (final superheat outlet : 174,3 bar (at BMCR)
Main steam temperature (final superheat outlet: 538 °C (at BMCR)
Reheat steam flow : 1905,45 t/h (at BMCR)
Reheat steam pressure (reheat outlet) : 38,58 bar (at BMCR)
Reheat steam temperature (reheat outlet) : 538 °C (at BMCR)

4.2 Pemodelan PLTU pada Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0 Berdasarkan Data Heat Balance PLTU Unit 3 & 4

Pemodelan PLTU dibangun pada perangkat lunak cycle tempo dengan menambahkan apparatus dan line pipa sesuai dengan diagram PLTU Unit 3 & 4. Data input pada masing – masing apparatus permodelan diambil dari data *heat balance*

PLTU unit 3 & 4 pada beban 660 MW. Dalam melakukan variasi kondisi operasi pembangkit pada pemodelan cycle tempo, tekanan dan temperatur masukan *high pressure* turbin dijaga sesuai dengan data *heat balance* dengan masing masing keluran generator yang berbeda sesuai mode pengoperasian. Hal ini dilakukan untuk mengetahui perubahan laju aliran massa uap yang dihasilkan untuk membangkitkan daya yang sesuai desain pada tiap – tiap kondisi operasi. Dengan diketahuinya perubahan main steam flow pada tiap – tiap variasi, maka dapat diketahui pula kebutuhan bahan bakar, efisiensi pembangkit dan daya netto yang dihasilkan pada kondisi temperatur dan tekanan masukan *high pressure* turbin yang dijaga tetap.

Hasil yang didapat dari simulasi tidak sepenuhnya sama dengan data *heat balance* pembangkit pada desainnya. Hal ini dikarenakan sistem *gland steam*, *vent ejector*, *blow down steam*, dan penambahan *make up water* tidak dapat didefinisikan didalam simulasi. Sehingga, banyak losses terabaikan yang menyebabkan hasil simulasi tidak benar – benar akurat. Namun, dalam penelitian ini pemodelan yang dibuat dijaga agar mendekati kondisi aktual dengan menetapkan error maksimum yang diizinkan sebesar 5% untuk masing – masing parameter yang ditinjau.



Gambar 4.1 Hasil Pemodelan PLTU Unit 3&4 pada Perangkat Lunak *Cycle Tempo* 5.0

Terdapat kolom *warning* dan *error* yang muncul setelah dilakukan proses *running* simulasi. Dalam kolom *message* dapat diketahui penyebab munculnya *error* dan *warning* pada simulasi, sehingga dapat diketahui kesalahan yang terjadi pada saat input data. Pengecekan ini terus dilakukan hingga didapatkan hasil pemodelan yang konvergen. Hasil simulasi konvergen tercapai apabila sudah tidak terdapat *error* setelah *running*. Gambar 4.1 menunjukkan hasil *running* simulasi pemodelan PLTU unit 3 & 4 yang sudah tidak terdapat *error* (hasil simulasi konvergen).

Hasil pemodelan yang sudah mencapai kondisi konvergen dan telah divalidasi selanjutnya digunakan untuk analisa. Analisa dilakukan dengan simulasi PLTU pada masing – masing variasi kondisi pengoperasian (BMCR, TMCR, dan ECR). Dengan melakukan simulasi menggunakan perangkat lunak *cycle tempo* pada masing-masing variasi akan didapatkan pengaruh perbedaan kondisi operasi terhadap performa pembangkit.

4.3 Membandingkan Hasil *Cycle Tempo* 5.0 dengan Perhitungan Termodinamika pada data *Heat Balance* PLTU Unit 3 & 4

Tabel 4.1 adalah tabel properties dari masing-masing komponen yang didapat dari pemodelan *Cycle Tempo*. Untuk memastikan pemodelan tersebut dapat mewakili sistem asli yang erdapat pada heat balancen, maka perlu dilakukan perbandingan antara hasil perhitungan secara temodinamika dengan hasil yang di tampilkanoleh *Cycle Tempo*. Berikut merupakan hasil salah satu variasi yaitu kondisi operasi BMCR yang di dapat dari *Cycle Tempo* :

Tabel 4. 1 Data Properties Hasil Simulasi *Cycle Tempo*

Steam Parameter	T (°C) BMCR	P (bar) BMCR	m (kg/s) BMCR	h (kJ/kg) BMCR
--------------------	----------------	-----------------	------------------	-------------------

HP Turbin Inlet	538	166	634,722	3399,75
Ekstraksi HPT ke HPH 7	417,2	73,2	60,877	3198,85
Ekstraksi HPT ke HPH 6	328,15	39,6	42,195	3038,77
Ekstraksi HPT ke Splitter BFPT	324,8	7,81	3,06	3109,58
Reheat Inlet	329,4	39,6	528,59	3042,01
IP Turbin Inlet	538	37,6	528,59	3535,12
Ekstraksi IPT ke HPH 5	450,3	20	35,199	3358,71
Ekstraksi IPT ke Deaerator	318,95	7,81	37,458	3097,28
Ekstraksi IPT ke Splitter BFPT	319,8	7,65	22,839	3099,44
LP Turbin Inlet	319,5	8,31	433,094	3097,28
Ekstraksi LPT ke LPH 3	179,26	2,24	18,215	2827,51
Ekstraksi LPT ke LPH 2	112,54	1,064	29,609	2700,78
Ekstraksi LPT ke LPH 1	62,53	0,224	13,883	2476,95
LPT ke Spitter Condensor	42,64	0,0849	371,388	2354,14
BFPT Inlet	319,8	7,65	25,899	3099,44
BFPT Outlet ke Spitter Condensor	42,64	0,0849	25,899	2455,71
PumpInlet	40,12	0,0743	458,993	168,02

BFP Inlet	169	7,81	634,722	714,83
Water Parameter	T (°C)	p (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
Condensor Outlet	40,12	0,0743	458,993	168,02
LPH 1 Outlet	59,33	7,81	458,993	248,99
LPH 2 Outlet	98,2	7,81	459,993	412,02
LPH 3 Outlet	120,63	7,81	458,993	506,88
Deaerator	169	7,81	634,722	714,83
HPH 5 Outlet	213,5	214,7	615,282	920,73
HPH 6 Outlet	247,26	202	615,282	1073,82
Spray ke Boiler	172,7	214,7	19,44	742,48
HPH 7 Outlet	289,87	202	615,282	1281,15
Reheat Outlet	538	37,6	528,59	3535,12

Sehingga dapat diketahui berdasarkan simulasi tersebut, yaitu :

- Jumlah bahan bakar : 22,85 (ton/hr)
- *Power netto* : 726,78 (MW)
- *Power gross* : 729,57 (MW)
- *Net Power Heat rate* : 8003,84 kJ/kW.h
- Net Effisiensi pembangkit : 44,98 %

Setelah data pada tabel 4.1 di dapat, hal selanjutnya yang dilakukan adalah menghitung (menganalisa) data tersebut menggunakan metode analisa termodinamika. Setelah dianalisa, langkah selanjutnya adalah memvalidasi antara hasil yang didapat dari *Cycle Tempo* dengan perhitungan secara termodinamika. Dibawah ini adalah hasil perhitungan Power Gross secara

termodinamika berdasarkan pada gambar flowchart perhitungan 3.3 :

- Power Gross
 Power Gross = Daya HP Turbin + Daya IP Turbin + Daya LP Turbin
 Power Gross = (211641 + 223001 + 301258) kW
 Power Gross = 729500 kW
- Daya HP Turbin
 Daya HP Turbin = $m_{39}(h_{39}-h_{22}) + (m_{39}-m_{22})(h_{22}-h_3) + (m_{39}-m_{22}-m_3)(h_3-h_2)$
 Daya HP Turbin = 634,722 kg/s (3399,75-3198,85) kJ/kg + (634,722-60,877) kg/s (3198,85-3038,77) kJ/kg + (634,722-60,877-570,785)kg/s (3038,77-3109,58) kJ.kg
 Daya HP Turbin = 211621,8 kW
- Daya IP Turbin
 Daya IP Turbin = $m_{23}(h_{23}-h_{24}) + (m_{23}-m_{24})(h_{24}-h_7) + (m_{23}-m_{24}-m_4)(h_{27}-h_4)$
 Daya IP Turbin = 528,59 kg/s (3535,12-3358,73) kJ/kg + (528,59-35,199) kg/s (3358,73-3097,28) kJ/kg + (528,59-35,199-60,297)kg/s (3097,28-3097,28) kJ.kg
 Daya IP Turbin = 223001,31 kW
- Daya LP Turbin
 Daya LP Turbin = $m_4(h_4-h_{30}) + (m_4-m_{30})(h_{30}-h_{31}) + (m_4-m_{30}-m_{31})(h_{31}-h_{32}) + (m_4-m_{30}-m_{31}-m_{32})(h_{32}-h_{18})$
 Daya LP Turbin = 433,094 kg/s (3097,28-2827,51) kJ/kg + (433,094-18,215) kg/s (2827,51-2700,78) kJ/kg + (433,094-18,215-29,609)kg/s (2700,78-2476,95) kJ.kg + (433,094-18,215-29,609-13,882)kg/s (2476,95-2354,14) kJ.kg
- Daya HP Turbin = 301258,97 kW

Data *heat balance* yang telah diolah menggunakan *software Cycle Tempo 5.0*, hasilnya akan diverifikasi dengan hasil perhitungan termodinamika guna mengetahui *error* dari *software Cycle Tempo 5.0*. Berikut adalah tabel 4.1 hasil verifikasi antara data yang diolah menggunakan *software Cycle Tempo 5.0* dengan

hasil perhitungan termodinamika sesuai *flowchart* perhitungan 3.3 :

Tabel 4. 2 Verifikasi Software Cycle Tempo 5.0

BMCR				
No	Parameter	Hasil Cycle Tempo	Perhitungan Termodinamika	Error %
1	Q total (kW)	1615844,25	1617577,224	0,107
2	Gross Power (kW)	729568,25	729500	0,009
3	GPHR (kJ/kWh)	7973,26	7982	0,109
TMCR				
No	TMCR	TMCR	Perhitungan Termodinamika	Error %
1	Q total (kW)	1567221,25	1567354,24	0,008
2	Gross Power (kW)	706044,44	708300	0,318
3	GPHR (kJ/kWh)	7990,99	7967	0,300
100% ECR				
No	ECR	ECR	Perhitungan Termodinamika	Error %
1	Q total (kW)	1535732,75	1533648,01	0,136
2	Gross Power (kW)	693186,94	695700	0,361
3	GPHR (kJ/kWh)	7975,68	7936	0,498

Dari perbandingan beberapa parameter diatas didapatkan *error* kurang dari 5%, hal ini dikarenakan terdapat massa yang tidak dihitung (menuju *gland steam*, dll) pada saat simulasi menggunakan *software Cycle Tempo 5.0*.

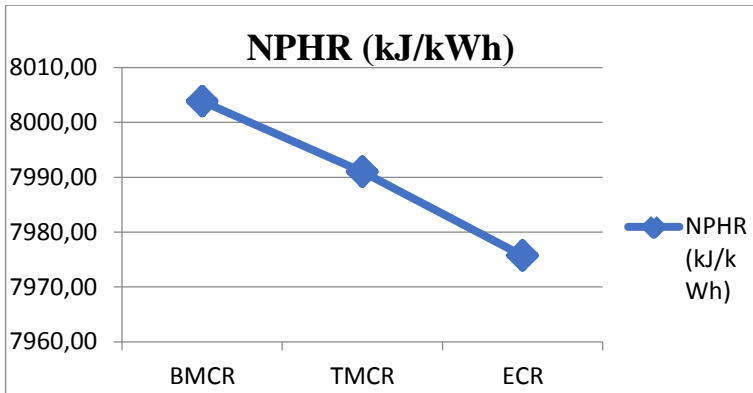
4.4 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Performa PLTU

Data pada tabel 4.3 didapatkan dari hasil pemodelan *Cycle Tempo* 5.0. Dari data-data yang terdapat pada tabel 4.3 dapat dibentuk suatu pola grafik sehingga dapat diperoleh tren grafik dimana berdasarkan grafik tersebut dapat ditarik kesimpulan logis antara kontribusi dan dampak variasi aliran massa dan posisi ekstraksi dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2 dengan performa pembangkit. Sebuah pembangkit dikatakan baik jika memiliki heat rate yang rendah dan power yang tinggi.

Tabel 4. 3 Hasil yang Didapat Berdasarkan Simulasi Cycle Tempo 5.0

Parameter	BMCR	TMCR	ECR
Q total (kW)	1615844,25	1567221,25	1535732,75
bahan bakar (kg/s)	82,1693712	79,6967805	78,09551839
Net power (kW)	726781,44	706044,44	693186,94
gross power (kW)	729500	708300	695700,00
Net eff (%)	44,978434	45,0507189	45,13721154
NPHR (kJ/kWh)	8003,83579	7990,99346	7975,68099
GPHR (kJ/kWh)	7982	7967	7936
Daya HPT (kW)	211621,8	207737,52	2049009,36
Daya IPT (kW)	223001,31	214757,12	209252,12
Daya LPT (kW)	301258,97	292968,31	286448,06

4.5 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap NPHR PLTU



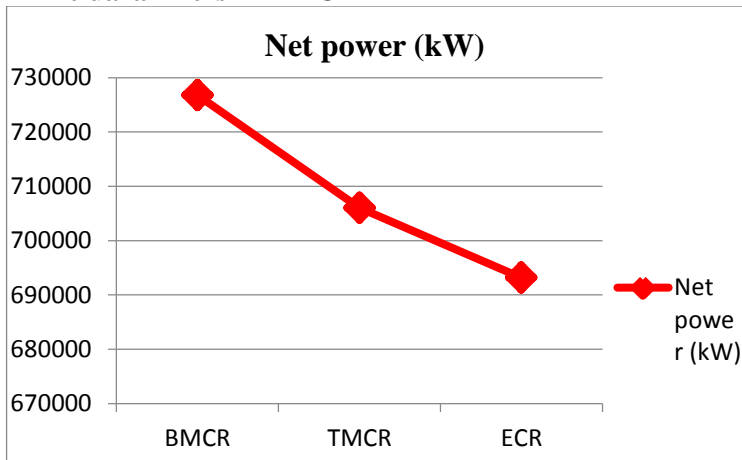
Gambar 4. 2 Grafik NPHR yang dihasilkan terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Gambar 4.2 merupakan penggambaran data *heat rate* dari tabel 4.3. Suatu pembangkit dikatakan baik apabila memiliki nilai *heat rate* yang rendah. Jika suatu pembangkit memiliki nilai *heat rate* yang rendah maka penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif. Trendline net power *heat rate* terendah ditunjukkan kondisi operasi ECR, sedangkan net power *heat rate* tertinggi ditunjukkan oleh kondisi operasi BMCR. Temperatur dan tekanan pada main steam pada pemodelan ini dijaga tetap, hal ini bertujuan untuk mempermudah dalam membandingkan hasil yang diperoleh dari variasi yang ada.

Trendline grafik NPHR dapat terbentuk menurut pola seperti pada gambar 4.2, karena berdasarkan persamaan net power *heat rate* $= \frac{Q_{in}}{W_{netto}}$. Menurut persamaan tersebut, apabila laju massa yang dihasilkan oleh boiler besar, maka nilai net power *heat rate* akan mengalami kenaikan. Berdasarkan spesifikasi awal mengenai laju massa kondisi operasi BMCR memiliki nilai yang lebih besar daripada kondisi operasi TMCR, kemudian laju massa kondisi operasi TMCR memiliki nilai yang lebih besar daripada kondisi operasi ECR. Maka hasil yang didapatkan pada gambar 4.4 sudah cukup sesuai dengan teori.

Dari hasil perhitungan juga didapat kesimpulan, bahwa setiap penurunan laju massa sebesar 27,498 kg dari kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi TMCR mengakibatkan turunnya NPHR pembangkit sebesar 12,84 kJ/kWh. Kemudian setiap penurunan laju massa sebesar 44,842 kg dari kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi ECR mengakibatkan turunnya NPHR pembangkit sebesar 28,15 kJ/kWh. Lalu setiap penurunan laju massa sebesar 17,344 kg dari kondisi operasi TMCR menuju kondisi operasi ECR mengakibatkan turunnya NPHR pembangkit sebesar 15,31 kJ/kWh.

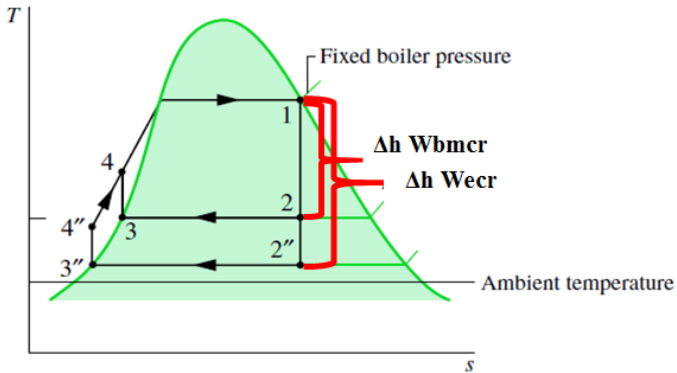
4.6 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Daya Keluaran Bersih PLTU



Gambar 4.3 Grafik *Wnetto* terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Gambar 4.3 merupakan sebuah trendline grafik daya pembangkit dari data heat balance. Nilai daya tersebut dihasilkan dari 3 buah turbin yang terdapat pada pembangkit tersebut. Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa tren grafik didapatkan nilai daya tertinggi dari variasi kondisi operasi BMCR yaitu sebesar 726,78 MW, sedangkan nilai daya terendah berasal dari variasi kondisi

operasi ECR yaitu sebesar 693,19 MW. Pada penelitian ini, temperatur dan tekanan pada main steam masuk *high pressure turbin* pada pemodelan ini dijaga tetap dengan memvariasikan laju massa.

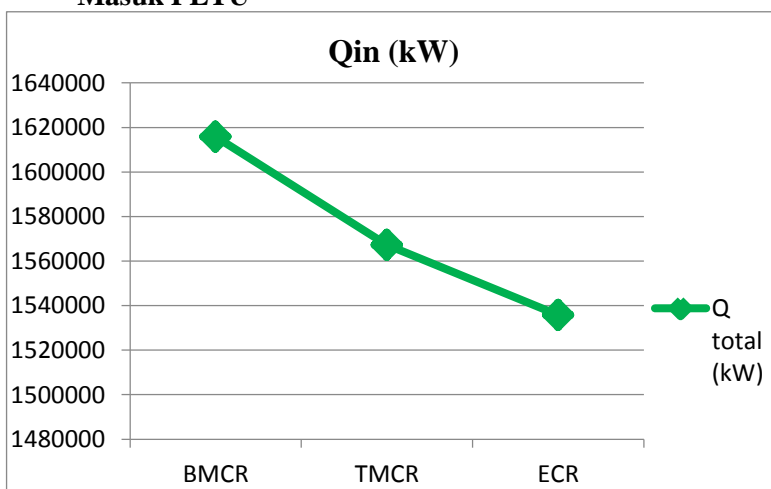


Gambar 4.4 Efek Perbedaan Kondisi Operasi Terhadap Daya Keluaran pada T-s Diagram

Pada variasi kondisi operasi dengan laju massa yang divariasikan sedangkan tekanan dan temperatur pada high pressure turbin dijaga tetap, hal ini membuat tekanan dan temperatur ekstraksi hasil high pressure turbin lebih tinggi pada kondisi operasi BMCR sedangkan menghasilkan tekanan dan temperatur kondisi operasi ECR memiliki nilai terendah. Tekanan dan temperatur yang tinggi menghasilkan nilai entalpi yang tinggi pula. Sehingga hasil yang didapat dapat dilihat pada gambar 4.4 bahwa pada kondisi operasi BMCR memiliki nilai Δh terendah sedangkan kondisi operasi ECR memiliki nilai Δh terendah. Berdasarkan persamaan $W_{\text{netto}} = \dot{m}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$, hasil daya keluaran yang didapat pada grafik bertolak belakang dengan persamaan yang telah disebutkan. Permasalahan tersebut dapat terjadi dikarenakan laju massa yang masuk kedalam turbin pada kondisi operasi BMCR memiliki kenaikan yang lebih signifikan dibandingkan kondisi operasi ECR.

Berdasarkan gambar 4.3, selisih daya keluaran antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi TMCR bernilai sekitar 20737 kW, kemudian selisih daya keluaran antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi ECR bernilai sekitar 33594,5 kW, lalu selisih daya keluaran antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi ECR bernilai sekitar 12857,5 kW. Perbedaan daya keluaran setiap kondisi ini tidak hanya dipengaruhi oleh laju massa dan perbedaan entalpi pada high pressure turbin saja, tetapi juga laju massa dan entalpi juga akan berpengaruh pada kedua turbin lainnya. Hal tersebut akan dibahas pada sub bab selanjutnya.

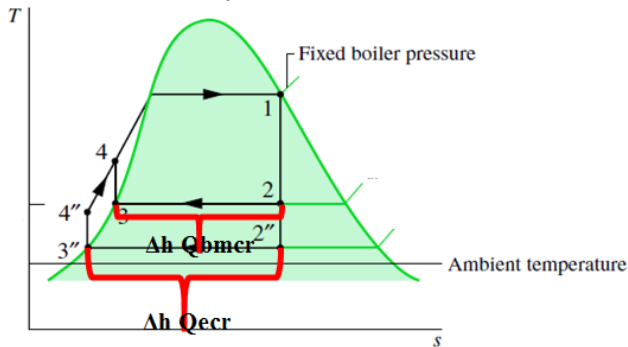
4.5 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Kalor Masuk PLTU



Gambar 4.5 Grafik kalor masuk terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Gambar 4.5 merupakan sebuah trendline grafik kalor masuk sistem pembangkit data yang berasal dari data heat balance. Nilai daya tersebut dihasilkan dari penjumlahan kalor masuk sebuah boiler dan reheat yang terdapat pada pembangkit tersebut. Dari

gambar 4.5 dapat dilihat bahwa trendline grafik didapatkan nilai kalor masuk tertinggi dari variasi kondisi operasi BMCR yaitu sebesar 1615,85 MW, sedangkan nilai kalor masuk terendah berasal dari variasi kondisi operasi ECR yaitu sebesar 1535,73 MW. Pada penelitian ini, temperatur dan tekanan pada main steam masuk high pressure turbin pada pemodelan ini dijaga tetap dengan memvariasikan laju massa.

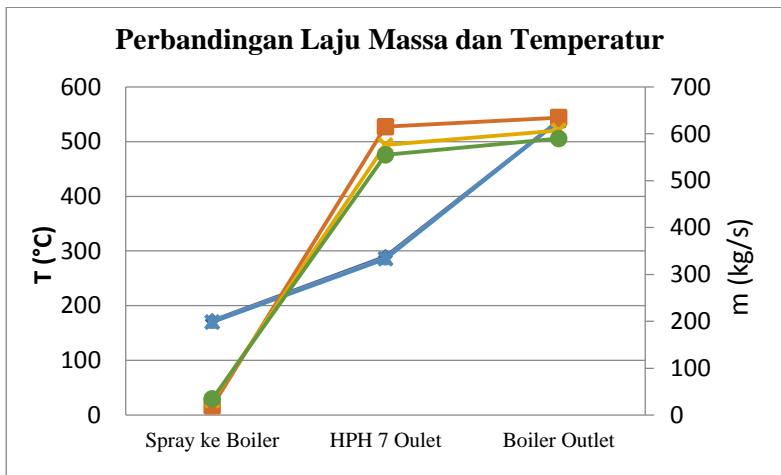


Gambar 4.4 Efek Perbedaan Kondisi Operasi Terhadap Kalor Masuk pada T-s Diagram

Pada variasi kondisi operasi dengan laju massa yang divariasikan sedangkan tekanan dan temperatur pada high pressure turbin dijaga tetap, hal ini membuat tekanan dan temperatur masuk economizer dari HPH 7 menurun seiring penurunan laju massa setiap variasi. Tekanan dan temperatur yang tinggi menghasilkan nilai entalpi yang tinggi pula. Sehingga hasil yang didapat dapat dilihat pada gambar 4.6, pada kondisi operasi BMCR memiliki nilai Δh terendah sedangkan kondisi operasi ECR memiliki nilai Δh tertinggi. Berdasarkan persamaan $Q_{in} = \dot{m}(h_{out}-h_{in})$, hasil kalor masuk yang didapat pada grafik bertolak belakang dengan persamaan yang telah disebutkan. Permasalahan tersebut dapat terjadi dikarenakan laju massa yang masuk kedalam boiler maupun reheat pada kondisi operasi BMCR memiliki perbedaan yang lebih signifikan penurunan Δh .

Berdasarkan gambar 4.5, selisih kalor masuk antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi TMCR bernilai sekitar 48623 kW, kemudian selisih daya keluaran antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi ECR bernilai sekitar 80111,5 kW, lalu selisih kalor masuk antara kondisi operasi BMCR dengan kondisi operasi ECR bernilai sekitar 31488,5 kW.

4.6 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap Boiler



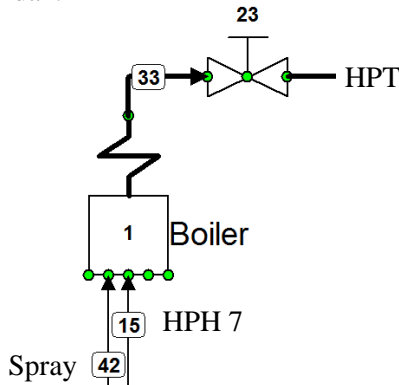
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Temperatur dengan Laju Massa pada boiler terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Tabel 4.4 Efisiensi NPHR, Daya Netto, Q Inlet, dan Laju Massa Masuk Boiler pada Masing-Masing Variasi Kondisi Operasi

Parameter	BMCR	TMCR	ECR
Q total (kW)	1615844,25	1567221,25	1535732,75
Net power (kW)	726781,44	706044,44	693186,94
NPHR (kJ/kWh)	8003,84	7990,99	7975,68
Spray ke Boiler	19,44	31,111	34,72

HPH 7 Outlet	615,282	576,113	555,16
Boiler Outlet	634,722	607,224	589,88

Berdasarkan gambar 4.7, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa steam yang dihasilkan oleh boiler menyebabkan temperatur masuk menuju boiler semakin rendah. Walaupun temperatur menurun sesuai dengan penurunan laju massa, tetapi perbedaan entalpi antara kondisi operasi BMCR, TMC, maupun ECR pada grafik tidak terjadi secara signifikan dibandingkan laju massanya. Kenaikan kalor masuk boiler disebabkan oleh banyaknya jumlah laju massa yang perlu dipanaskan oleh boiler sehingga dibutuhkan konsumsi bahan bakar yang lebih banyak untuk memanaskan laju massa dalam jumlah besar. Hal tersebut yang membuat kalor masuk pada tabel 4.4 kondisi operasi BMCR tetap memiliki nilai tertinggi sedangkan kondisi operasi ECR memiliki nilai terendah.



Gambar 4.8 Skematik Boiler dalam Cycle Tempo 5.0

Terjadinya kenaikan temperatur yang tidak terlalu signifikan setiap variasi kondisi operasi ini didasari pada keluaran HPH 7 yang memiliki nilai tidak jauh berbeda setiap variasi dengan nilai tekanan yang sama. Panas yang diserap oleh HPH 7 yang berasal dari ekstraksi HP turbin hanya mengalami kenaikan 5,6-6 K. Sehingga temperatur keluaran HPH 7 tidak terpaut jauh antara

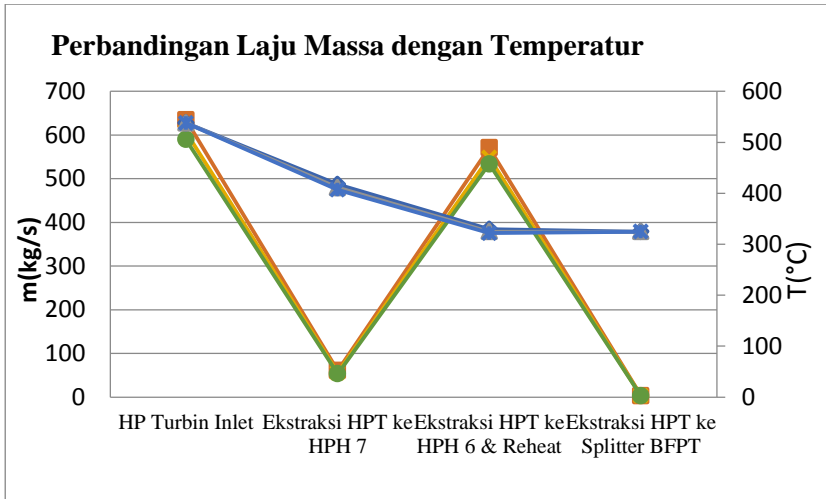
ketiga variasi. Sehingga entalpi yang dihasilkan pun juga tidak jauh berbeda antara ketiga variasi.

Untuk laju alir massa hasil *ekstraksi* dari *High Pressure Turbine* masuk ke *Feed Water Heater 7* dapat disimpulkan bahwa semakin banyak laju alir massa maka nilai temperatur ekstraksi masuk *Feed Water Heater 7* semakin besar. Hal ini terjadi karena laju massa air yang keluar dari deaerator lebih banyak dengan dengan temperatur yang memiliki nilai beda temperatur yang sedikit dengan kondisi operasi lain, maka tugas *Feed Water Heater 7* untuk memanaskan air yang masuk ke *boiler* akan bertambah, sehingga membutuhkan jumlah laju alir massa *ekstraksi* yang lebih tinggi dari kondisi operasi lainnya.

Untuk nilai tekanan keluar *Feed Water Heater 7* dapat disimpulkan bahwa semakin banyak laju massa alir, maka nilai tekanan keluar *Feed Water Heater 1* semakin besar. Hal ini terjadi karena sebelumnya telah terjadi peningkatan laju massa alir yang keluar dari *Boiler Feed Water Pump* akibat banyaknya jumlah laju massa alir keluaran boiler. Nilai tekanan keluar *Feed Water Heater 7* sama dengan tekanan yang keluar dari BFPT.

Dengan penurunan temperatur keluaran feed water heater 7 seiring dengan penurunan laju alir massa setiap kondisi menghasilkan kalor masuk yang berbeda beda. Dikarenakan efek dari penurunan laju massa alir yang signifikan, hal tersebut membuat jumlah kalor masuk menurun seiring dengan sedikitnya laju alir massa yang dihasilkan oleh boiler. Sehingga hasil akhir dari perhitungan NPHR didapatkan nilai NPHR yang lebih rendah dibandingkan dengan jumlah laju massa alir steam yang diproduksi lebih banyak.

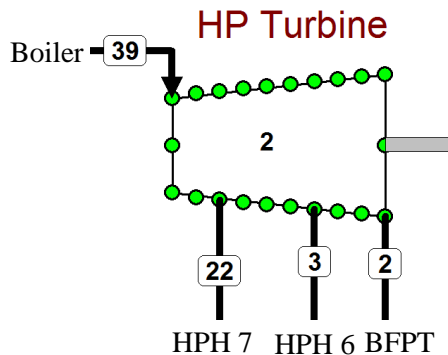
4.8 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap *High Pressure Turbine*



Gambar 4.9 Grafik perbandingan laju massa pada *high pressure turbine* dengan temperatur terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Berdasarkan gambar 4.8 diatas, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa steam yang dihasilkan oleh boiler, maka temperatur ekstraksi yang dikeluarkan oleh high pressure turbin semakin menurun. Berdasarkan T-s diagram gambar 4.4, temperatur dari ekstraksi menurun maka nilai entalpi yang didapat semakin rendah, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin besar sehingga daya yang dihasilkan meningkat. Tetapi hasil pada tabel 4.3, daya keluran yang dihasilkan oleh turunnya laju massa alir steam menghasilkan penurunan daya keluaran netto. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan dengan nilai temperatur dan tekanan pada masuk high pressure turbin pada setiap kondisi operasi dijaga tetap, maka hasil ekstraksi penggerak turbin menuju HPH 7 meningkat seiring dengan jumlah laju massa steam yang meningkat. Pada awalnya, nilai dari Δh mengalami kenaikan pada kondisi laju massa steam yang menurun. Tetapi setelah ekstraksi yang keluar menuju HPH 7,

kemudian dilanjutkan dengan jumlah laju massa alir, tekanan, dan temperatur ekstraksi yang tinggi menuju HPH 6 dan reheat, menghasilkan nilai entalpi yang tinggi pula. Sehingga Δh yang dimiliki oleh kondisi operasi BMCR dari ekstraksi HPH7 menuju ekstraksi HPH 6 & Reheat meningkat pula seiring dengan peningkatan jumlah laju alir massa hasil keluaran boiler. Sehingga daya yang dihasilkan oleh kondisi operasi BMCR tetap lebih tinggi.



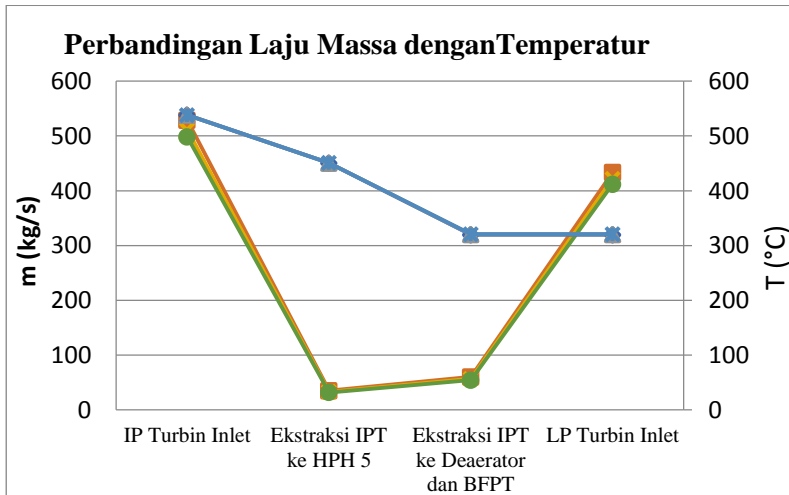
Gambar 4.10 Skematik *High Pressure Turbine* dalam Cycle Tempo 5.0

Untuk laju alir massa uap hasil ekstraksi dari *high pressure turbine* masuk ke *Feed Water Heater 7*, *Feed Water Heater 6*, dan *Reheat*, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju alir massa ekstraksi, maka tekanan dan temperatur ekstraksi keluaran dari *High Pressure Turbine* semakin kecil. Hal ini terjadi karena sedikitnya laju alir massa uap yang keluar dari deaerator, maka tugas *Feed Water Heater 7*, *Feed Water Heater 6*, dan *Reheat* untuk memanaskan air yang hendak masuk menuju boiler berkurang. Sehingga ekstraksi laju massa steam pada high pressure turbin yang dibutuhkan menuju *Feed Water Heater 7*, *Feed Water Heater 6*, dan *Reheat* juga mengalami penurunan. Selain itu, karena laju massa steam yang masuk menuju reheat juga meningkat seiring peningkatan hasil keluaran laju massa steam dari boiler agar menjaga daya yang dihasilkan tidak menurun. Hal ini dikarenakan laju massa alir ekstraksi yang

keluar menuju reheat merupakan nilai laju massa steam yang sama yang hendak memasuki *intermediate pressure turbine*.

Untuk tekanan keluar dari High Pressure Turbine dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa steam, maka nilai tekanan ekstraksi keluar dari High Pressure Turbine semakin menurun. Hal ini terjadi karena, tekanan keluar dari High Pressure Turbine dan tekanan masuk BFPT terdapat dalam satu jalur, dimana posisi kedua komponen tersebut berurutan, sehingga apabila tekanan di BFPT turun, maka tekanan keluar dari High Pressure Turbine ikut turun.

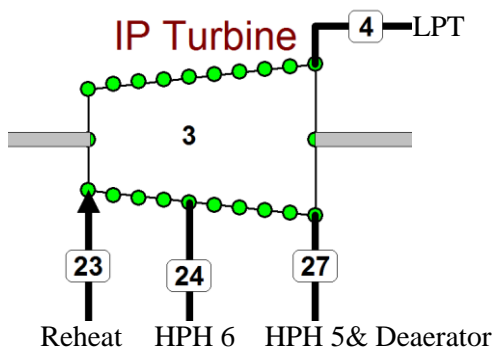
4.9 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap *Intermediate Pressure Turbine*



Gambar 4.11 Grafik perbandingan laju massa pada high pressure turbine dengan temperatur terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Berdasarkan gambar 4.9 diatas, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa steam yang dihasilkan oleh *Reheat*, maka temperatur ekstraksi yang dikeluarkan oleh *intermediate pressure turbine* semakin menurun. Berdasarkan T-s diagram

gambar 4.4, temperatur dari ekstraksi menurun maka nilai entalpi yang didapat semakin rendah, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin besar sehingga daya yang dihasilkan meningkat. Tetapi hasil pada tabel 4.3, daya keluran yang dihasilkan oleh turunnya laju massa alir steam menghasilkan penurunan daya keluaran netto. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan dengan nilai temperatur dan tekanan pada masuk *intermediate pressure turbin* pada setiap kondisi berbeda-beda dengan semakin meningkatnya laju massa steam keluaran reheat juga mengakibatkan meningkatnya tekanan steam dengan kondisi temperatu yang dijaga tetap, maka hasil ekstraksi penggerak turbin menuju HPH 5 meningkat seiring dengan jumlah laju massa steam yang meningkat. Pada awalnya, nilai dari Δh mengalami kenaikan pada kondisi laju massa steam yang menurun. Tetapi setelah ekstraksi yang keluar menuju HPH 5, kemudian dilanjutkan dengan jumlah laju massa alir, tekanan, dan temperatur ekstraksi yang tinggi menuju *deaerator dan BFPT*, menghasilkan nilai entalpi yang tinggi pula. Sehingga Δh yang dimiliki oleh kondisi operasi BMCR dari ekstraksi HPH5 menuju ekstraksi *deaerator dan BFPT* meningkat pula seiring dengan peningkatan jumlah laju alir massa hasil keluaran boiler. Sehingga daya yang dihasilkan oleh kondisi operasi BMCR tetap lebih tinggi.



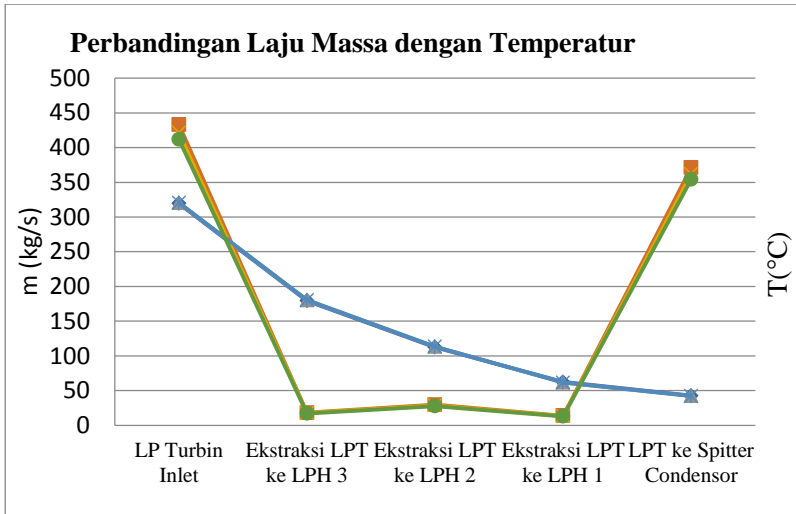
Gambar 4.12 Skematik *Intermediate Pressure Turbin* dalam Cycle Tempo 5.0

Untuk laju alir massa uap hasil ekstraksi dari *intermediate*

pressure turbin masuk ke *Feed Water Heater 5*, *deaerator* dan *BFPT*, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju alir massa ekstraksi, maka tekanan dan temperatur ekstraksi keluaran dari *intermediate pressure turbin* semakin kecil. Hal ini terjadi karena sedikitnya laju alir massa uap yang keluar dari LPH, maka tugas *Feed Water Heater 5* dan *deaerator* untuk memanaskan air yang hendak masuk menuju boiler berkurang. Sehingga ekstraksi laju massa steam pada *intermediate pressure turbin* yang dibutuhkan menuju *Feed Water Heater5*, *deaerator* dan *BFPT* juga mengalami penurunan. Selain itu, karena laju massa steam yang masuk menuju *Low Pressure Turbine* juga meningkat seiring peningkatan hasil keluaran laju massa steam dari *reheat* agar menjaga daya yang dihasilkan tidak menurun.

Untuk tekanan keluar dari *intermediate pressure turbin* dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa steam, maka nilai tekanan ekstraksi keluar dari *intermediate pressure turbin* semakin menurun. Hal ini terjadi karena, tekanan keluar dari High Pressure Turbine dan tekanan masuk BFPT terdapat dalam satu jalur, dimana posisi kedua komponen tersebut berurutan, sehingga apabila tekanan di BFPT turun, maka tekanan keluar dari *intermediate pressure turbin* ikut turun

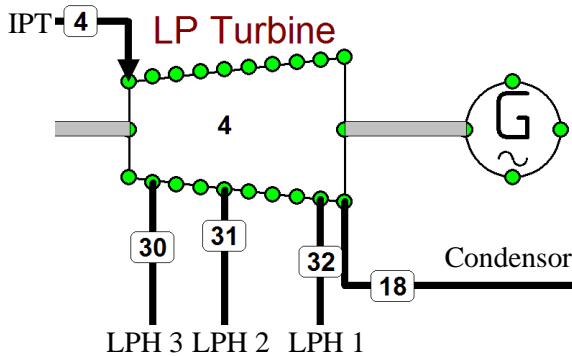
4.10 Pengaruh Variasi Kondisi Operasi Terhadap *Low Pressure Turbine*



Gambar 4.13 Grafik perbandingan laju massa pada high pressure turbine dengan tekanan terhadap variasi kondisi operasi pembangkit

Dari gambar 4.10 diatas, dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju alir massa, maka nilai tekanan ekstraksi keluaran dari *Low Pressure Turbine* semakin rendah. Seperti yang telah dijelaskan di atas, karena berdasarkan T-s diagram (Gambar 4), apabila tekanan masuk kondenser turun maka nilai h-nya semakin rendah, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin besar sehingga daya yang dihasilkan meningkat. Dikarenakan hasil yang didapat bertentangan dengan T-s diagram maka untuk menyelesaikan permasalahan tersebut, maka diperlukan laju alir massa uap yang lebih banyak agar daya yang dihasilkan sama. Walaupun seiring turunnya laju massa alir pada ekstraksi *Low Pressure Turbine* menyebabkan tekanan yang semakin menurun juga, tidak semua hasil Δh antara ekstraksi LPH 3 menuju LPH 2 ataupun LPH 2 menuju LPH1 mengalami menghasilkan nilai yang tinggi. Hal ini dikarenakan terkadang temperatur yang keluar fluktuatif mengikuti feedwater heater yang membutuhkan panas agar air tidak terlalu cair. Sehingga temperatur yang diberikan mengikuti

kebutuh feed water heater itu sendiri.



Gambar 4.14 Skematik *Low Pressure Turbin* dalam Cycle Tempo 5.0

Untuk laju alir massa hasil ekstraksi dari *Low Pressure Turbine* masuk ke *Feed Water Heater 3* hingga *condensor* dapat disimpulkan bahwa dari kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi ECR, maka nilai laju alir massa *ekstraksi* keluaran dari *Low Pressure Turbine* semakin kecil. Hal ini terjadi karena steam yang digunakan untuk menggerakkan turbin membutuhkan jumlah steam yang hampir sama setiap kondisi operasinya, maka tugas *Feed Water Heater 1* untuk memanaskan air yang masuk ke *boiler* sedikit berkurang, sehingga membutuhkan *ekstraksi* yang lebih rendah dari *Low Pressure Turbine*. Selain itu, karena sebagian *steam* yang seharusnya diekstraksi ke *Feed Water Heater 1* sebagian ikut masuk ke dalam *condensor* agar menjaga daya yang dihasilkan tetap konstan.

Untuk tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* dapat disimpulkan bahwa semakin turun laju massa alir yang disisakan oleh *intermediate pressure turbin*, maka nilai tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* semakin besar. Hal ini terjadi karena, dengan laju massa yang cukup besar sedangkan tekanan rendah sudah cukup digunakan untuk memanaskan *feedwater heater*, sedangkan untuk keluaran laju massa steam yang lebih rendah diberikan pada kondisi tekanan yang lebih tinggi agar keluaran dari *low pressure turbine* tidak terlalu berada jauh pada kondisi

cair jenuh. Sehingga kerja dari pompa yang berasal dari kondensor menuju feedwater heater tidak terlalu berat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Variasi kondisi operasi pada pembangkit menyebabkan perbedaan nilai NPHR. NPHR tertinggi terjadi pada kondisi operasi BMCR sedangkan NPHR terendah terjadi pada kondisi operasi ECR. Penurunan nilai NPHR pada kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 12,84 kJ/kWh, sedangkan penurunan nilai NPHR pada kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi ECR mengalami penurunan sebesar 28,15 kJ/kWh, kemudian penurunan nilai NPHR pada kondisi operasi TMCR menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 12,84 kJ/kWh.
2. Variasi kondisi operasi pada pembangkit menyebabkan perbedaan nilai NPHR sehingga menyebabkan sedikitnya bahan bakar yang dibutuhkan. Konsumsi bahan bakar tertinggi terjadi pada kondisi operasi BMCR sedangkan konsumsi bahan bakar terendah terjadi pada kondisi operasi ECR. Penurunan harga bahan bakar pada kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 36,81 USD/hr , sedangkan penurunan harga konsumsi bahan bakar pada kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi ECR mengalami penurunan sebesar 36,81 USD/hr, kemudian penurunan nilai NPHR pada kondisi operasi TMCR menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 24,96 USD/hr.
3. Tetapi keuntungan dari penggunaan variasi kondisi operasi ini yaitu meningkatnya daya netto pembangkit yang dihasilkan. Daya netto yang dihasilkan pada kondisi operasi BMCR memiliki daya netto tertinggi sedangkan kondisi operasi ECR memiliki daya netto terendah. Penurunan daya netto kondisi operasi BMCR

menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 20737 kW , sedangkan netto yang dihasilkan pada kondisi operasi BMCR menuju kondisi operasi ECR mengalami penurunan sebesar 33594,5 kW, kemudian penurunan nilai NPHR pada kondisi operasi TMCR menuju kondisi operasi TMCR mengalami penurunan sebesar 12857,5 kW.

4. Penurunan nilai NPHR setiap variasi kondisi operasi disebabkan oleh penurunan nilai kalor masuk yang dibutuhkan lebih signifikan dibandingkan daya keluaran generator.
5. Penurunan daya keluaran generator tidak hanya dipengaruhi oleh tingginya laju massa alir tetapi juga tingginya perbedaan entalpi pada keluaran ekstraksi turbin pertama menuju ekstraksi turbin kedua, dan seterusnya.
6. Setiap kondisi operasi mempengaruhi semua kinerja komponen diantara lain Boiler, High Pressure Turbine, Intermediate Pressure Turbin, Low Pressure Turbin, Feedwater, Condensor dan Pompa.

5.2 Saran

1. Diharapkan penelitian ini dapat dijadikan sebagai informasi dan dasar pertimbangan dalam pengoperasian pembangkit listrik. Baik di unit yang terkait maupun unit pembangkitan lain.
2. Diharapkan adanya pengecekan berkala pada setiap komponen pembangkit agar kondisi data heat balance ini tidak terlampau jauh dengan kondisi nyata.

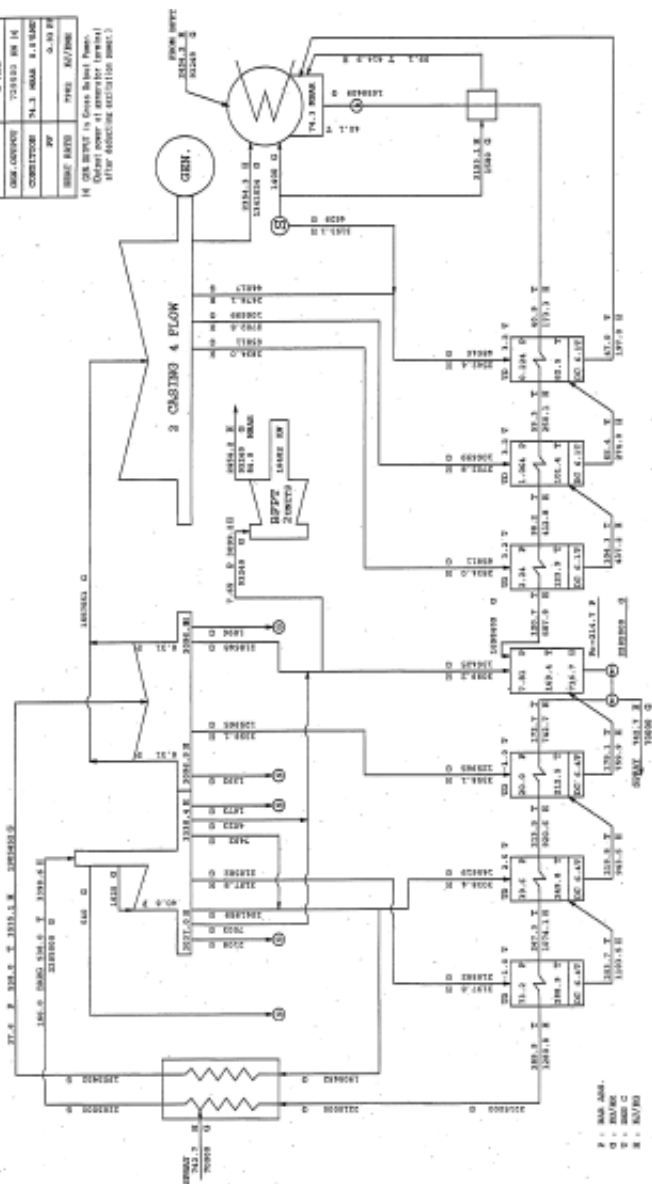
LAMPIRAN

- A. Heat balance PLTU Unit 3 & 4 Kondisi Operasi BMCR

Valve Best Point Basis

S. O. A. D.	SA-1028
CONTRACT NO.	72-01522-00A 14
COMPLETION	14.3.66AM 4.1.66PM
APP.	0.33.88
SCALE	1:1
DATE	1962

14. USE BEST POINT IN CASE OF VALVE.
 15. USE BEST POINT IN CASE OF VALVE.
 16. USE BEST POINT IN CASE OF VALVE.
 17. USE BEST POINT IN CASE OF VALVE.



APPROVED	DATE	REVISION	BY
1	1962	1	SA-1028
2	1962	2	SA-1028
3	1962	3	SA-1028
4	1962	4	SA-1028
5	1962	5	SA-1028
6	1962	6	SA-1028
7	1962	7	SA-1028
8	1962	8	SA-1028
9	1962	9	SA-1028
10	1962	10	SA-1028
11	1962	11	SA-1028
12	1962	12	SA-1028
13	1962	13	SA-1028
14	1962	14	SA-1028
15	1962	15	SA-1028
16	1962	16	SA-1028
17	1962	17	SA-1028
18	1962	18	SA-1028
19	1962	19	SA-1028
20	1962	20	SA-1028
21	1962	21	SA-1028
22	1962	22	SA-1028
23	1962	23	SA-1028
24	1962	24	SA-1028
25	1962	25	SA-1028
26	1962	26	SA-1028
27	1962	27	SA-1028
28	1962	28	SA-1028
29	1962	29	SA-1028
30	1962	30	SA-1028
31	1962	31	SA-1028
32	1962	32	SA-1028
33	1962	33	SA-1028
34	1962	34	SA-1028
35	1962	35	SA-1028
36	1962	36	SA-1028
37	1962	37	SA-1028
38	1962	38	SA-1028
39	1962	39	SA-1028
40	1962	40	SA-1028
41	1962	41	SA-1028
42	1962	42	SA-1028
43	1962	43	SA-1028
44	1962	44	SA-1028
45	1962	45	SA-1028
46	1962	46	SA-1028
47	1962	47	SA-1028
48	1962	48	SA-1028
49	1962	49	SA-1028
50	1962	50	SA-1028
51	1962	51	SA-1028
52	1962	52	SA-1028
53	1962	53	SA-1028
54	1962	54	SA-1028
55	1962	55	SA-1028
56	1962	56	SA-1028
57	1962	57	SA-1028
58	1962	58	SA-1028
59	1962	59	SA-1028
60	1962	60	SA-1028
61	1962	61	SA-1028
62	1962	62	SA-1028
63	1962	63	SA-1028
64	1962	64	SA-1028
65	1962	65	SA-1028
66	1962	66	SA-1028
67	1962	67	SA-1028
68	1962	68	SA-1028
69	1962	69	SA-1028
70	1962	70	SA-1028
71	1962	71	SA-1028
72	1962	72	SA-1028
73	1962	73	SA-1028
74	1962	74	SA-1028
75	1962	75	SA-1028
76	1962	76	SA-1028
77	1962	77	SA-1028
78	1962	78	SA-1028
79	1962	79	SA-1028
80	1962	80	SA-1028
81	1962	81	SA-1028
82	1962	82	SA-1028
83	1962	83	SA-1028
84	1962	84	SA-1028
85	1962	85	SA-1028
86	1962	86	SA-1028
87	1962	87	SA-1028
88	1962	88	SA-1028
89	1962	89	SA-1028
90	1962	90	SA-1028
91	1962	91	SA-1028
92	1962	92	SA-1028
93	1962	93	SA-1028
94	1962	94	SA-1028
95	1962	95	SA-1028
96	1962	96	SA-1028
97	1962	97	SA-1028
98	1962	98	SA-1028
99	1962	99	SA-1028
100	1962	100	SA-1028

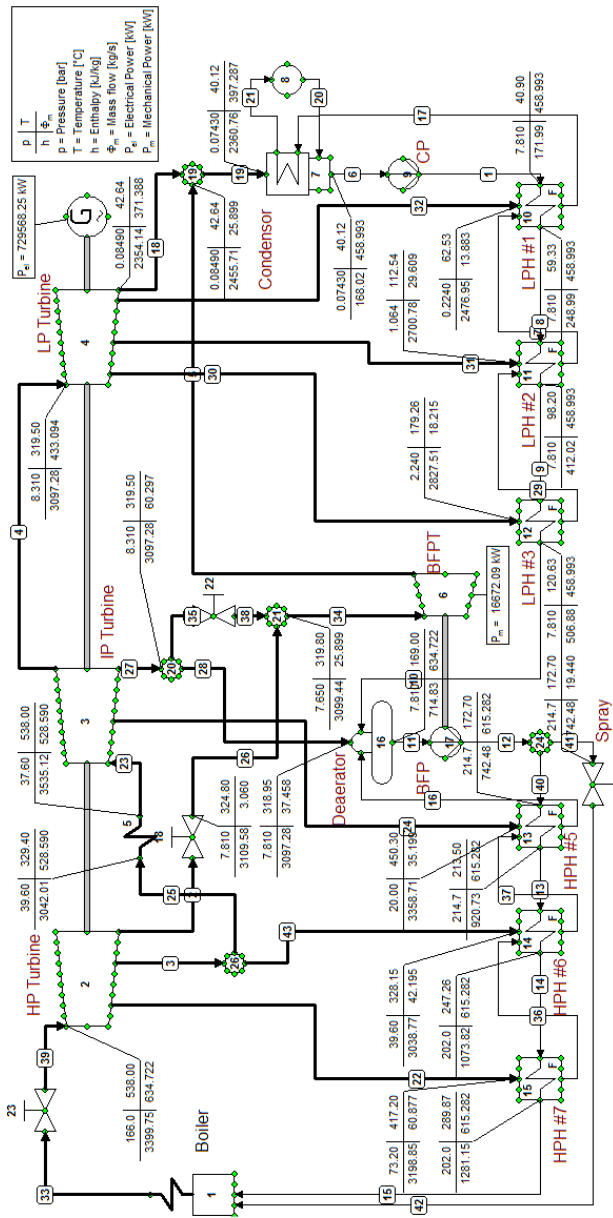
THIS DOCUMENT CONTAINS INFORMATION OF A CONFIDENTIAL NATURE AND IS TO BE KEPT SECRET WITH THE EXCEPTION OF REVISIONS.

1. 2100.0 - 2100.1 - 2100.2 - 2100.3 - 2100.4 - 2100.5 - 2100.6 - 2100.7 - 2100.8 - 2100.9 - 2100.10 - 2100.11 - 2100.12 - 2100.13 - 2100.14 - 2100.15 - 2100.16 - 2100.17 - 2100.18 - 2100.19 - 2100.20 - 2100.21 - 2100.22 - 2100.23 - 2100.24 - 2100.25 - 2100.26 - 2100.27 - 2100.28 - 2100.29 - 2100.30 - 2100.31 - 2100.32 - 2100.33 - 2100.34 - 2100.35 - 2100.36 - 2100.37 - 2100.38 - 2100.39 - 2100.40 - 2100.41 - 2100.42 - 2100.43 - 2100.44 - 2100.45 - 2100.46 - 2100.47 - 2100.48 - 2100.49 - 2100.50 - 2100.51 - 2100.52 - 2100.53 - 2100.54 - 2100.55 - 2100.56 - 2100.57 - 2100.58 - 2100.59 - 2100.60 - 2100.61 - 2100.62 - 2100.63 - 2100.64 - 2100.65 - 2100.66 - 2100.67 - 2100.68 - 2100.69 - 2100.70 - 2100.71 - 2100.72 - 2100.73 - 2100.74 - 2100.75 - 2100.76 - 2100.77 - 2100.78 - 2100.79 - 2100.80 - 2100.81 - 2100.82 - 2100.83 - 2100.84 - 2100.85 - 2100.86 - 2100.87 - 2100.88 - 2100.89 - 2100.90 - 2100.91 - 2100.92 - 2100.93 - 2100.94 - 2100.95 - 2100.96 - 2100.97 - 2100.98 - 2100.99 - 2100.100

B. Heat balance PLTU Unit 3 & 4 Kondisi Operasi TMCR

C. Heat balance PLTU Unit 3 & 4 Kondisi Operasi ECR

D. Hasil Simulasi Kondisi Operasi BMCR Sesuai Data Heat Balance

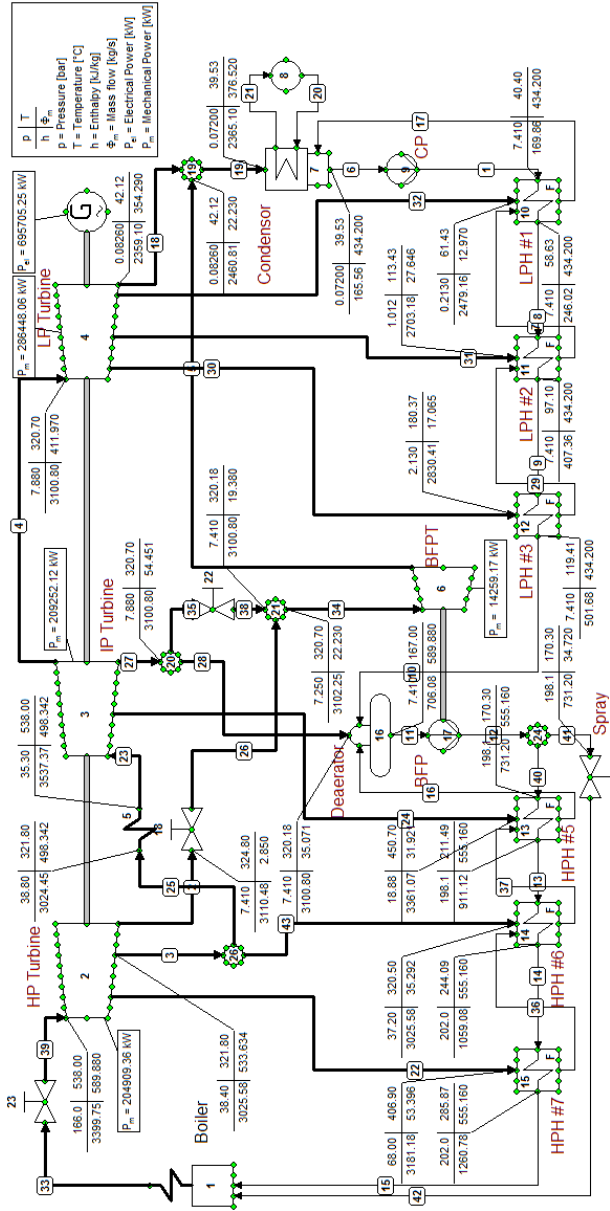


delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	1	Boiler	1	1355193.50	
power	5	Reheater	2	260650.73	
					1615844.25
Delivered	1	Generator	G	729568.25	
gross power	6	Turbine	3	16672.09	
	17	Pump	8	-17546.29	
					728694.00
Aux. power	9	Pump	8	1912.56	
consumption					1912.56
Delivered					
net power					726781.44
Efficiencies	gross			45.097 %	
	net			44.978 %	

E. Hasil Simulasi Kondisi Operasi TMCR Sesuai Data Heat Balance

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals
				[kW]	[kW]
Absorbed	1	Boiler	1	1310325.25	
power	5	Reheater	2	256896.03	
					1567221.25
Delivered	1	Generator	G	708344.12	
gross power	6	Turbine	3	15024.13	
	17	Pump	8	-15368.81	
					707999.44
Aux. power	9	Pump	8	1955.00	
consumption					1955.00
Delivered					
net power					706044.44
Efficiencies	gross			45.175 %	
	net			45.051 %	

F. Hasil Simulasi Kondisi Operasi ECR Sesuai Data Heat Balance



delivered	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals
				[kW]	[kW]
Absorbed	1	Boiler	1	1280124.75	
power	5	Reheater	2	255607.91	
					1535732.75
Delivered	1	Generator	G	695705.25	
gross power	6	Turbine	3	14259.17	
	17	Pump	8	-14814.16	
					695150.31
Aux. power	9	Pump	8	1963.37	
consumption					1963.37
Delivered					
net power					693186.94
Efficiencies	gross			45.265 %	
	net			45.137 %	

DAFTAR PUSTAKA

- Delft, U. T. (2008). *Reference Guide Cycle Tempo*.
- N.Shapiro, Michael J.Moran and Howard. Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th edition. England : John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, 2006.
- Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heater*. M.M Rashidi, dkk. 2014, Hindawi Publishing Corporation, pp. 1-11.
- Analisis Performa PLTU Unit 1 Pelabuhan Ratu Berdasarkan Perubahan Beban dan Operasi High Pressure Heater Menggunakan Software Cycle Tempo*. Putro, Satrio Haryo. 2018, Repository ITS, pp. 13-26)
- Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral RI. Keputusan Menteri Energi Dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia. Jakarta : Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral, 2020.
- Rencana Pembangunan dan Pengoperasian PLTU Tanjung Jati B Unit 5 dan 6 (2 x 1.070 mw) di Kabupaten Jepara Provinsi Jawa Tengah. PT Central Java Power.2015.
- James S. Wrigth. *Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations*. GE Power Systems. Schenectady, New York.
- Utilizing Exergy Analysis In Studying The Performance Of Steam Power Plant At Two Different Operation. Mohamed Elhelwa, Kareem Saad Al Dahma , dan Abd el Hamid Attia.2018.
- Boiler Efficiency Analysis Using Direct Method*. Adhyaru, Sunit Shah and D.M. India : IEEE Xplore, 2011. International Conference On Current Trends In Technology 'NUiCONE'. pp.2-4.

BIODATA PENULIS



Miftahul Jannah lahir di Mojokertopada tanggal 22 April 1998. Penulis merupakan anak pertama dari kedua bersaudara. Penulis memulai belajar di SD Sumberjati 2 Mojokerto, SMPN 5 Kota Mojokerto, SMAN 1 Sooko, hingga ke jenjang sarjana di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi

Sepuluh Nopember pada tahun 2020.

Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif mengikuti kegiatan organisasi luar departemen. Penulis aktif menjadi sekretaris Ikatan Mahasiswa Mojokerto ITS Penulis juga pernah aktif dalam KMHE (*Kontes Mobil Hemat Energy*) sebagai Koordinator Acara pada tahun 2018. Penulis juga aktif sebagai Anggota Laboratorium Rekayasa Termal Teknik Mesin ITS. Penulis dapat dihubungi melalui *email* miftahuljannahtik@gmail.com