

TUGAS AKHIR - TM184835

**OPTIMALISASI EXCESS AIR PADA PLTU 600 MW DENGAN
CO-FIRING BATU BARA DAN BIOMASSA SAWDUST**

SABRINA YULIAPUTRI

0211184000063

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. Dr. Djatmiko Ichsani M.Eng

NIP. 195310191979031002

Program Studi Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



TUGAS AKHIR - TM184835

**OPTIMALISASI *EXCESS AIR* PADA PLTU 600 MW
DENGAN *CO-FIRING* BATU BARA DAN BIOMASSA
*SAWDUST***

SABRINA YULIAPUTRI

02111840000063

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. Dr. Djatmiko Ichsani M.Eng

NIP. 195310191979031002

Program Studi Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TM184835

OPTIMIZATION AIR EXCESS AT 600 MW COFIRING STEAM POWER PLANT

SABRINA YULIAPUTRI

0211184000063

Advisor

Prof. Ir. Dr. Djatmiko Ichsani M.Eng

NIP. 195310191979031002

Study Program of Mechanical Engineering

Mechanical Engineering Department

Faculty of Industrial and System Engineering Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMALISASI *EXCESS AIR* PADA PLTU 600 MW DENGAN *CO-FIRING* BATUBARA DAN BIOMASSA *SAWDUST*

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Sabrina Yuliaputri
NRP. 0211184000063

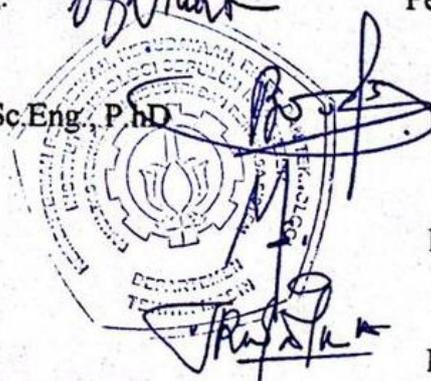
Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.



Pembimbing

2. Bambang Arip Dwiyanoro, S.T., M.Sc.Eng., PhD



Penguji

3. Dr. Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc

Penguji

4. Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc

Penguji

SURABAYA
Juli, 2022

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

APPROVAL SHEET

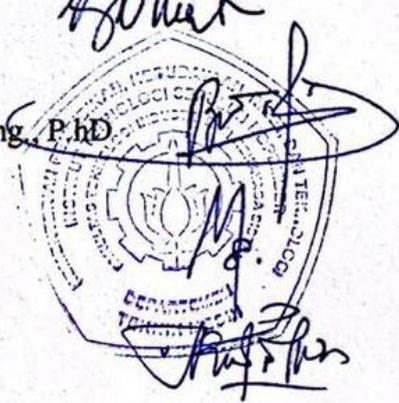
OPTIMIZATION AIR EXCESS AT 600 MW COFIRING STEAM POWER PLANT FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial and System Engineering Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology

By :

Sabrina Yuliaputri
NRP. 0211184000063

Approved by Final Project Examiner Team:

- | | | |
|---|---|----------|
| 1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng. |  | Advisor |
| 2. Bambang Arip Dwiyanoro, S.T., M.Sc.Eng. P.hD |  | Examiner |
| 3. Dr. Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc |  | Examiner |
| 4. Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc |  | Examiner |
- 

SURABAYA
July, 2022

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama Mahasiswa / NRP : Sabrina Yuliaputri / 02111840000063

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing/NIP : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng / 195310191979031003

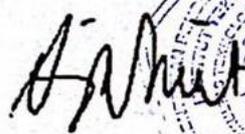
dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Optimalisasi *Excess Air* pada PLTU 600 MW dengan *Co-Firing* Batubara dan Biomassa *Sawdust*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 25 Juli 2022

Mengetahui,

Dosen Pembimbing



(Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng)
NIP. 195310191979031003

Mahasiswa,



(Sabrina Yuliaputri)
NRP. 02111840000063

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Sabrina Yuliaputri / 0211184000063

Department : Mechanical Engineer

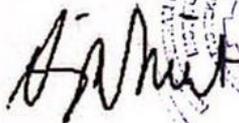
Supervisor/NIP : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng /195310191979031003

hereby declare that the Final Project with the title of "Optimization Air Excess at 600 MW Co-firing Steam Power Plant" is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, July 25 2022

Acknowledged,
Supervisor



(Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng)
NIP. 195310191979031003

Student,



(Sabrina Yuliaputri)
NRP. 0211184000063

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

JER BASUKI MAWA BEYA,

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, dengan izin dan berkah-Nya penulis dapat menyelesaikan penelitian tugas akhir ini dengan lancar dan sebaik-baiknya. Penelitian ini penulis dedikasikan kepada diri penulis sendiri dan juga kepada pihak-pihak lainnya yang telah membantu penulis dalam melewati perjalanan panjang hingga akhirnya penulis dapat menyampaikan rasa syukur dan ucapan terimakasih pada kata pengantar. Melalui kesempatan ini izinkan penulis menyampaikan ucapan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukung penulis baik secara langsung maupun tidak langsung dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ir. Poengky Trihardadi dan Ibu Juniar, S.K.M. tercinta selaku kedua orang tua saya yang telah memenuhi segala kebutuhan saya selama berkuliah di Teknik Mesin ITS, yang telah mendoakan saya di segala perjalanan saya menempuh kuliah sampai dengan menyelesaikan tugas akhir, yang telah memberikan segala keringat dan waktunya untuk saya selama proses pengerjaan tugas akhir ini. Tidak ada kata dan juga perilaku yang dapat saya lakukan untuk membalas apa yang telah diberikan kepada saya oleh orang tua saya, semoga dengan mulusnya perjalanan saya untuk dapat lulus di W126 bisa sedikit membalas dan membuat orang tua saya bangga.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan bimbingan dan menuntun penulis dengan baik selama kegiatan perkuliahan maupun dalam proses menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc.Eng., Bapak Dr. Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc P.hD, dan Ibu Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc. selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik serta saran yang bermanfaat dan dengan sabar membantu penulis dalam menyempurnakan tugas akhir ini.
4. Bapak M. Khoirul Efendi, ST, M.Sc., selaku dosen wali penulis yang telah membimbing dan memberikan ilmu kepada penulis selama masa perkuliahan.
5. Teman teman terdekat (Ikralhaq Hilliriany A, Natanael Dimas, Francis Alexander, Daffa Ramli, Amanda Rosalina) yang telah mewarnai kehidupan penulis dengan penuh suka dan duka selama menjadi mahasiswa di Departemen Teknik Mesin ITS.
6. Seluruh warga Lab Vibrasi dan Simanu yang telah membantu dan menemani penulis dalam mengerjakan tugas akhir dengan penuh canda tawa, pujian, serta motivasi yang sangat berarti bagi penulis.
7. Seluruh keluarga besar M61 yang telah menemani penulis menempuh Pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS..
8. Arighi Dhika Pratama yang telah memberikan segala support yang penulis butuhkan dalam proses pengerjaan Tugas Akhir ini, dan juga memotivasi penulis dalam segala sesuatunya.
9. Teman-teman penulis (Catherine, Adin, Ale, Tesya, Yusuf, Khalisya, Fara, Dimitri, Rafi, Cici, Rizka, Tania, Ariani, Arika, Dinar) yang selalu memotivasi penulis dan memberikan tempat untuk penulis berkeluh kesah selama proses pengerjaan tugas akhir penulis.
10. Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang menjadi tempat penulis belajar dan berkembang menjadi pribadi yang lebih baik.
11. Departemen Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang telah memberikan saran dan bantuan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
12. Seluruh rekan dan pihak pihak yang tidak dapat penulis tuliskan namanya satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan maupun ketidaksempurnaan. Namun semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat dan kontribusi bagi perkembangan ilmu pengetahuan khususnya bagi keluarga besar Departemen Teknik Mesin ITS dan Civitas Akademika Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Selain itu, semoga dapat bermanfaat sebagai referensi laporan Tugas Akhir bagi adik adik ku selanjutnya. Sekali lagi penulis ucapkan terima kasih sebesar-besarnya.

Surabaya, Juli 2022
Penulis

Optimalisasi Excess Air Pada PLTU 600 MW Dengan *Co-Firing* Batu Bara dan Biomassa *Sawdust*

Nama Mahasiswa : Sabrina Yuliaputri

NRP : 02111840000063

Departemen : Teknik Mesin, FTIRS

Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Dr. Djatmiko Ichsani M.Eng

ABSTRAK

Bersamaan dengan berkembangnya zaman dan teknologi, konsumsi energi akan terus mengalami peningkatan dalam beberapa tahun ke depan. Produksi energi listrik juga masih banyak memanfaatkan penggunaan energi fosil tidak terbarukan, salah satunya yaitu batu bara. Beberapa sektor industri saat ini sudah mulai mengambil tindakan untuk mengembangkan teknologi pemanfaatan biomassa dengan menggunakan *co-firing*. *Co-firing* merupakan proses pencampuran biomassa sebagai pengganti batu bara untuk kebutuhan bahan bakar. Jenis dan rasio biomassa yang digunakan juga tidak boleh sembarangan, dan tetap perlu diperhatikan. Dalam proses pembakarannya akan mengeluarkan udara berlebih yang biasa disebut Excess Air. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh rasio biomassa dan juga excess air yang digunakan terhadap performa pembangkit listrik, khususnya pada bagian boiler. Objek dalam penelitian ini adalah PLTU yang memiliki kapasitas daya sebesar 600 MW.

Penelitian dilakukan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0* yang nantinya pada kondisi 100% atau *baseline* tersebut akan dilakukan pencampuran bahan bakar dengan rasio injeksi biomassa sebesar 0,1%, 1%, 5%, dan 10% terhadap batu bara yang digunakan. Jenis biomassa yang digunakan dalam penelitian ini berupa *sawdust* (serbuk gergaji). Kemudian untuk variasi excess air yang dipakai adalah 116%, 117%, 118%, dan 120%.

Dari hasil simulasi diperoleh bahwa makin tinggi AFR_{actual} , makin banyak penggunaan udaranya. Hal tersebut akan memperbesar input daya pada PA Fan, SA Fan dan *Pulverizer*. Hal ini mengakibatkan kenaikan daya pemakaian sendiri dan menurunkan efisiensi netto. Kemudian, dari hasil perhitungan simulasi variasi Excess Air, menunjukkan bahwa daya pemakaian sendirinya naik secara linier terhadap Excess Air. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa tidak ada nilai Excess air optimum pada penelitian kali ini.

Kata kunci: Biomassa *Sawdust*, *Co-firing*, Excess Air, *Cycle Tempo*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Optimization of Excess Air at 600 MW PLTU with Co-Firing of Coal and Sawdust Biomass

Student Name : Sabrina Yuliaputri

NRP : 0211184000063

Department : Mechanical Engineering, FTIRS

Supervisor : Prof. Ir. Dr. Djatmiko Ichsani M.Eng

ABSTRACT

Along with the times and technology, energy consumption will continue to increase in the next few years. The production of electrical energy also still utilizes the use of non-renewable fossil energy, one of which is coal. Several industrial sectors are currently taking action to develop biomass utilization technology using co-firing. Co-firing is a process of mixing biomass as a substitute for coal for fuel needs. The type and ratio of biomass used should also not be arbitrary, and still need to be considered. In the combustion process will release excess air which is commonly called Excess Air. This study aims to determine the effect of the ratio of biomass and excess air used on the performance of power plants, especially in the boiler section. The object of this research is a steam power plant which has a power capacity of 600 MW.

The study was conducted using Cycle Tempo 5.0 software, which later on at 100% or baseline conditions will be mixed with fuel injection ratios of 0.1%, 1%, 5%, and 10% of biomass to the coal used. The type of biomass used in this research is sawdust (sawdust). Then for variations of excess air used are 116%, 117%, 118%, and 120%.

From the simulation results, it is found that the higher the AFractal, the more air usage. This will increase the power input on the PA Fan, SA Fan and Pulverizer. This results in an increase in self-consumption power and a decrease in net efficiency. Then, from the simulation results of the Excess Air variation, it shows that the power consumption itself increases linearly with the Excess Air. Therefore, it can be concluded that there is no optimum excess water value in this study.

Keywords: Sawdust Biomass, Co-firing, Excess Air, Cycle Tempo.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	vii
APPROVAL SHEET	ix
PERNYATAAN ORISINALITAS	xi
STATEMENT OF ORIGINALITY	xiii
KATA PENGANTAR	xv
ABSTRAK	xvii
ABSTRACT	xix
DAFTAR ISI	xxi
DAFTAR GAMBAR	xxv
DAFTAR TABEL	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Bagan Perhitungan	2
1.5 Batasan Masalah.....	2
1.6 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU).....	5
2.2 Siklus Rankine	6
2.3 Siklus Rankine dengan <i>Reheat</i>	6
2.4 <i>Regenerative Rankine Cycle</i>	7
2.4.1 <i>Open Feedwater Heater</i>	7
2.4.2 <i>Close Feedwater Heater</i>	8
2.4.3 <i>Multiple Feedwater Heater</i>	9
2.5 Komponen Pembangkit Listrik	11
2.5.1 Boiler.....	11
2.5.2 <i>Steam Turbine</i>	12
2.5.3 Pompa.....	13
2.5.4 <i>Condenser</i>	13
2.5.5 <i>Fan</i>	14
2.5.6 Mill/Pulverizer	15
2.6 <i>Co-firing</i>	16
2.6.1 Batu Bara.....	16

2.6.2	Biomassa	16
2.7	Analisa Bahan Bakar dan Pembakaran	17
2.8	Analisis Kinerja PLTU.....	19
2.9	<i>Cycle-Tempo</i>	19
2.10	Penelitian Terdahulu	21
2.10.1	Penelitian dengan Judul “Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Pengaruh Rasio <i>Co-firing</i> dan Variasi Biomassa Terhadap Performa PLTU Kapasitas 695.7 MW” oleh Jhonstone Josua Tambunan	21
2.10.2	Penelitian dengan Judul “ <i>Energy Analysis of a Biomass Co firing Based Pulverized Coal Power Generation System</i> ” oleh Shoaib Mehmood, Bale V. Reddy, dan Marc A. Rosen	24
2.10.3	Penelitian dengan Judul “Simulasi <i>Cycle-Tempo</i> Pengaruh Rasio <i>Co-Firing</i> dengan Jenis Biomassa Terhadap Performa PLTU 710 MW” oleh Dicson Samuel Sirait.....	28
2.10.4	Penelitian dengan Judul “Pengaruh Excess Air Terhadap Flue Gas di PLTU Tanjung Jati B Unit 2” oleh Teguh Harijono Mulud dan Wahyono.....	30
2.10.5	Penelitian dengan Judul “Pengaruh Excess Air Terhadap Efisiensi Pembakaran Boiler Jenis Pulverizer Coal 230 T/H” oleh Wildan Muholad, Muhammad Hasbi, dan Nanang Endriatno	34
2.10.6	Penelitian dengan Judul “Pengaruh X-Ratio Air Preheater Terhadap Performa PLTU Kapasitas 2x12,5 MW Pada Variasi Beban Turbin 50%, 75%, dan 100% Dengan Menggunakan Software <i>Cycle Tempo</i> ” oleh Romi Djafar	36
BAB III METODE PENELITIAN		39
3.1	Prosedur Penelitian.....	39
3.2	<i>Flowchart</i> Penelitian	39
3.3	Studi Literatur	41
3.4	Pengumpulan Data	41
3.5	Pemodelan Sistem pada <i>Cycle Tempo</i>	42
3.5.1	Validasi Model <i>Cycle Tempo</i> dengan Kondisi Existing	46
3.6	Variasi Penelitian	47
3.6.1	Analisis Campuran Coal dan Biomass	48
3.6.2	Kapasitas Komponen Existing Pembangkit	48
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN		51
4.1	Perhitungan Kinerja Pembangkit Secara Manual.....	51
4.1.1	Perhitungan Kerja Turbin.....	54
4.1.2	Perhitungan QBoiler.....	55
4.1.3	Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara.....	55
4.1.4	Optimalisasi Kebutuhan Udara	57
4.1.5	Perhitungan <i>Own Usage Power</i> ($\dot{W}_{own\ usage}$)	58
4.1.6	Perhitungan Boiler Feed Pump Turbine (BFPT).....	60
4.1.7	Perhitungan \dot{W}_{net} , Efisiensi (\square), <i>NPHR</i>	61

4.1.8	Perhitungan Hasil Perhitungan dengan Simulasi	61
4.2	Hasil Simulasi dan Pembahasan.....	61
4.2.1	Analisis Variasi Rasio Co-firing dan Biomassa Terhadap Performa Pembangkit	62
4.2.1.1	Analisis Kebutuhan Bahan Bakar pada PLTU	62
4.2.1.2	Analisa Mass Flow Rate Udara dan Flue Gas	62
4.2.1.3	Analisis Daya Pemakaian Sendiri	64
4.2.1.4	NPHR dan Net Cycle Efficiency	67
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		69
5.1	Kesimpulan	69
5.2	Saran.....	69
DAFTAR PUSTAKA		71
LAMPIRAN.....		73
BIODATA PENULIS		74

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Bagan Perhitngan	2
Gambar 2. 1 Model Sederhana Pembangkit Listrik Tenaga Uap.....	5
Gambar 2. 2 Siklus Rankine.....	6
Gambar 2. 3 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Reheat dan (b) Diagram T-s pada Siklus Rankine ideal dengan Reheat (Moran et al., 2014).....	6
Gambar 2. 4 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Open Feedwater Heater dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan Open Feedwater Heater Sumber: Moran, J. M dkk, 2014	7
Gambar 2. 5 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Closed Feedwater Heater dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine idealdengan Closed Feedwater Heater Sumber: Moran, J. M dkk, 2014...	8
Gambar 2. 6 Tampilan Sistem Pembangkit dengan Multiple Feedwater Heater with Drains Cascaded Backward	9
Gambar 2. 7 Skema PLTU Penelitian	10
Gambar 2. 8 Siklus Air dan Uap pada Boiler.....	11
Gambar 2. 9 Volume Atur pada Boiler	12
Gambar 2. 10 Skema Turbin pada Pembangkit Listrik	12
Gambar 2. 11 Volume Atur pada Steam Turbine.....	13
Gambar 2. 12 Volume Atur pada Pompa	13
Gambar 2. 13 Condenser	14
Gambar 2. 14 Volume Atur pada Condenser	14
Gambar 2. 15 Letak PA Fan pada Pembangkit Listrik.....	15
Gambar 2. 16 Letak FD Fan dan ID Fan pada Pembangkit Listrik.....	15
Gambar 2. 17 Mill/Pulverizer.....	16
Gambar 2. 18 Spesifikasi Bahan Bakar pada Co-firing	21
Gambar 2. 19 Perbandingan Kebutuhan Udara pada Co-firing	22
Gambar 2. 20 Perbandingan Boiler Efficiency pada Co- firing	23
Gambar 2. 21 Perbandingan Net Plant Heat Rate (NPHR) pada Co-firing.....	23
Gambar 2. 22 Spesifikasi Bahan Bakar Padat	24
Gambar 2. 23 Data Aliran untuk 100% Coal-fired Power Plant	25
Gambar 2. 24 Kesetimbangan Massa dan Energi Komponen pada Siklus	25
Gambar 2. 25 Pengaruh Co-firing Terhadap Kinerja Pembangkit dengan Laju Aliran Bahan Bakar Konstan (Kasus Pertama)	26
Gambar 2. 26 Pengaruh Co-firing Terhadap Kinerja Pembangkit dengan Input Kalor yang Konstan (Kasus Kedua)	27
Gambar 2. 27 Pengaruh Co-firing Terhadap Efisiensi Boiler Berdasarkan (a) Laju Aliran Bahan Bakar Konstan, dan (b) Input Panas Konstan.....	27
Gambar 2. 28 Pengaruh Co-firing Terhadap Efisiensi Pembangkit Secara Keseluruhan Berdasarkan (a) Laju Aliran Bahan Bakar Konstan, dan (b) Input Panas Konstan.....	28
Gambar 2. 29 Mass Flow Rate Bahan Bakar pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit.....	29
Gambar 2. 30 Mass Flow Rate Udara pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit	29
Gambar 2.31 Mass Flow Rate Flue Gas pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit	30

Gambar 2. 32	Grafik Pengaruh Excess Air terhadap Kerugian Flue Gas.....	31
Gambar 2. 33	Pengaruh Excess Air terhadap Efisiensi	31
Gambar 2. 34	Grafik Pengaruh Excess Air terhadap Produk Flue Gas (NOx)	32
Gambar 2. 35	Grafik Pengaruh Excess Air terhadap Produk Flue Gas (CO)	32
Gambar 2. 36	Grafik Pengaruh Excess Air terhadap Produk Flue Gas (Sox).....	33
Gambar 2. 37	Pengaruh Excess Air terhadap O2 dan CO2.....	33
Gambar 2. 38	Grafik Efisiensi Pengujian 1 dan Pengujian 2	35
Gambar 2. 39	Grafik Efisiensi Pengujian 1 dan Pengujian 2	35
Gambar 2. 40	Pengaruh X-Ratio Air Preheater terhadap GPHR	36
Gambar 2. 41	Pengaruh X-rasio air preheater terhadap NPHR	37
Gambar 2. 42	Pengaruh Excess Air Terhadap Temperature Flue Gas.....	37
Gambar 2. 43	Hubungan X-Rasio terhadap Efisiensi Boiler dan Daya Turbin	38
Gambar 3. 1	Flowchart Penelitian	40
Gambar 3. 2	Heat Balance Diagram PLTU Kapasitas 600 MW	41
Gambar 3. 3	Model Sistem pada Cycle Tempo.....	42
Gambar 3. 4	Tampilan Menu Input Pipa Fuel.....	46
Gambar 4. 1	Skema Sistem PLTU.....	51
Gambar 4. 2	Volume Control High Pressure Turbine (HPT).....	54
Gambar 4. 3	Volume Control Intermediate Pressure Turbine (IPT)	55
Gambar 4. 4	Volume Control Lower Pressure Turbine (LPT).....	55
Gambar 4. 5	Tabel Kebutuhan Excess Air Tiap Jenis Bahan Bakar	57
Gambar 4. 6	Diagram Mass Flow Rate Bahan Bakar.....	62
Gambar 4. 7	Diagram Mass Flow Rate Udara.....	63
Gambar 4. 8	Diagram Mass Flow Rate Flue gas.....	63
Gambar 4. 9	Diagram Daya Secondary Air Fan.....	64
Gambar 4. 10	Diagram Daya Primary Air Fan.....	65
Gambar 4. 11	Diagram Daya ID Fan.....	65
Gambar 4. 12	Diagram Daya Pulverizer	66
Gambar 4. 13	Diagram NPHR	67
Gambar 4. 14	Diagram Efisiensi Net	67

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Konversi Standard Coal dari Basis Massa ke Basis Molar	18
Tabel 2. 2 Apparatus pada Cycle-Tempo yang digunakan pada PLTU	20
Tabel 2. 3 Perbandingan Kebutuhan Bahan Bakar pada Co-firing	22
Tabel 2. 4 Komposisi penyusun bahan bakar.....	29
Tabel 2. 5 Data Perhitungan Efisiensi	34
Tabel 2. 6 Data Hasil Perhitungan Efisiensi	35
Tabel 3. 1 Parameter Input	42
Tabel 3. 2 Validasi Model Cycle Tempo dengan Data Existing	46
Tabel 3. 3 simulasi pertama yang dilakukan pada penelitian (baseline).....	47
Tabel 3. 4 Simulasi Kedua yang dilakukan pada Penelitian	47
Tabel 3. 5 Data Bahan Bakar yang digunakan pada simulasi	47
Tabel 3. 6 Analisis Campuran Bahan Bakar	48
Tabel 3. 7 Data Komponen Existing Pembangkit.....	49
Tabel 4. 1 Data Perhitungan	52
Tabel 4. 2 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran	56
Tabel 4. 3 Perbandingan Hasil Perhitungan dengan Cycle Tempo.....	61

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penggunaan energi di Indonesia akan terus meningkat seiring dengan peningkatan jumlah penduduk. Guna memenuhi kebutuhan, tak cukup hanya dengan mengandalkan energi fosil. Salah satunya adalah batubara yang merupakan sumber energi terpenting untuk pembangkitan listrik dan berfungsi sebagai bahan bakar pokok untuk produksi baja dan semen. Namun demikian, batubara juga memiliki karakter negatif yaitu sumber energi yang paling banyak menimbulkan polusi akibat tingginya kandungan karbon. Sehingga diperlukan sistematis untuk mengembangkan potensi energi baru dan terbarukan. Salah satu pengembangannya bisa dilakukan dengan cara *Co-firing*.

Co-firing atau bisa disebut juga dengan *co-combustion* adalah pembakaran dua bahan bakar sekaligus untuk menghasilkan energi. Batu bara akan dicampur dengan biomassa, sehingga menghasilkan komposisi bahan bakar yang baru dengan mengurangi persentase karbon dan sulfur. Ditambah lagi, persentase oksigen meningkat. Batu bara yang digunakan biasanya memiliki nilai kalor tingkat menengah yaitu antara 5100 hingga 5400 kCal/kg. Sementara itu, jenis biomassa yang dipakai adalah serbuk gergaji. Biomassa tersebut memiliki nilai kalor antara 3500 hingga 4800 kCal/kg. Selain mengurangi produksi emisi gas buang seperti CO₂, NO, dan SO₂, *co-firing* antara batu bara dan biomassa juga membawa dampak positif bagi industri agrikultur atau agribisnis. Karena pembangkit listrik membutuhkan jumlah biomassa yang tergolong banyak, maka pembangkit listrik membutuhkan sumber pasokan konstan.

Sistem *co-firing* sudah diterapkan pada beberapa pembangkit di Indonesia dengan perbandingan maksimal biomassa sebesar 5% dari total jumlah kebutuhan bahan bakar. Namun, sebanyak 95%. Persentase jumlah biomassa bisa ditingkatkan, namun harus dilakukan pengujian berapa persen jumlah biomassa agar pembangkit tetap memiliki efisiensi yang normal. Jumlah bahan bakar masih menggunakan batu bara. Pada penelitian kali ini jenis biomassa yang akan dipakai adalah serbuk gergaji atau yang biasa disebut *sawdust*.

Salah satu komponen di dalam pembangkit yaitu furnace merupakan komponen penting pada *boiler*, yang berfungsi sebagai penghasil kalor yang diperoleh melalui proses pembakaran. Di dalam proses pembakaran, diperlukan sejumlah udara yang tepat. Maka dari itu diperlukan perhitungan perbandingan udara dengan bahan bakar (udara teoritis). Namun untuk menjamin pembakaran berlangsung sempurna diperlukan sejumlah pasokan udara berlebih (*excess air*) selain udara teoritis. Pasokan *excess air* dimaksudkan agar unsur – unsur kimia dalam batubara dapat bereaksi dengan sempurna.

Pada penelitian kali ini dilakukan perhitungan mengenai *excess air* untuk melihat pengaruh-pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri (*own usage*) terhadap beberapa komponen yang ada pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap berkapasitas 600 MW di Indonesia.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Bagaimana pengaruh variasi biomassa dan *excess air* terhadap performansi PLTU?
2. Bagaimana pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri draft fan pada *primary air*?

3. Bagaimana pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri draft fan pada *secondary air*?
4. Bagaimana pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri draft fan pada *pulverizer*?

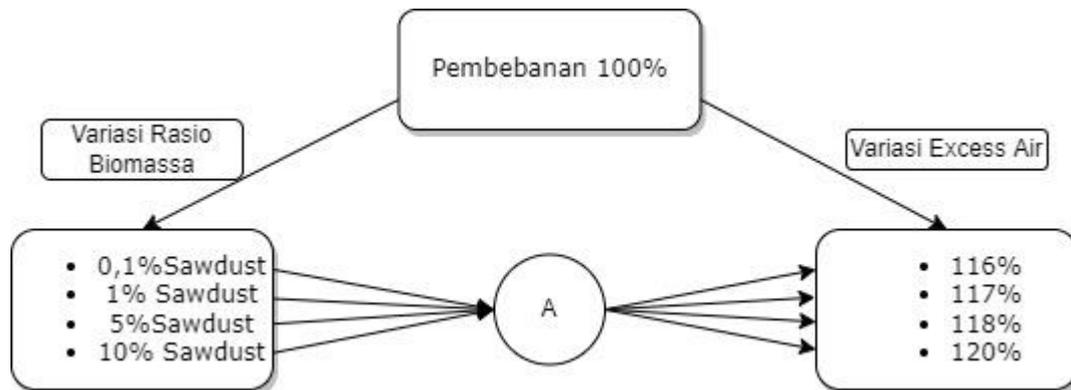
1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh variasi biomassa dan *excess air* terhadap performansi PLTU.
2. Mengetahui pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri *draft fan* pada *Primary Air*.
3. Mengetahui pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri *draft fan* pada *Secondary Air*.
4. Mengetahui pengaruh *excess air* terhadap pemakaian daya sendiri *draft fan* pada *pulverizer*.

1.4 Bagan Perhitungan

Adapun bagan perhitungan yang dipakai untuk simulasi, sebagai berikut :



Gambar 1. 1 Bagan Perhitungan

Dari bagan perhitungan di atas, dapat disimpulkan bahwa terdapat variasi-variasi untuk mencapai tujuan. Untuk kriteria variasi *co-firing*, Biomassa yang digunakan adalah *sawdust* atau serbuk gergaji. Terdapat total 4 variasi yaitu pencampuran biomassa sebesar 0.1%, 1%, 5%, dan 10%. Untuk sub kriteria *excess air* dipilih variasi 16%, 17%, 18% dan 20%. Pada diagram tersebut kemudian dilakukan perhitungan dan juga simulasi untuk menentukan variasi yang memiliki nilai paling optimal dalam pemakaian daya sendiri serta agar dapat mengetahui pengaruh variasi biomassa dan *excess air* terhadap performa PLTU.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian kali ini adalah sebagai berikut :

1. Analisis berdasarkan data dari *heat balance diagram* PLTU 600 MW.
2. Sistem dalam keadaan *Steady State* (Kondisi Tunak).
3. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
4. Fluida kerja yang digunakan berupa air dan uap.
5. Kerugian kalor atau panas pada pipa tidak diperhitungkan.
6. Simulasi dilakukan pada perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0*

7. Nilai output generator diatur tetap pada 600 MW.
8. Pada kondisi *Baseline* menggunakan *Load* 100% (Daya 600 MW), dengan *excess air* 16,5%, dan bahanbakar 100% Batubara 5700 kCal/kg.

1.6 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini yaitu :

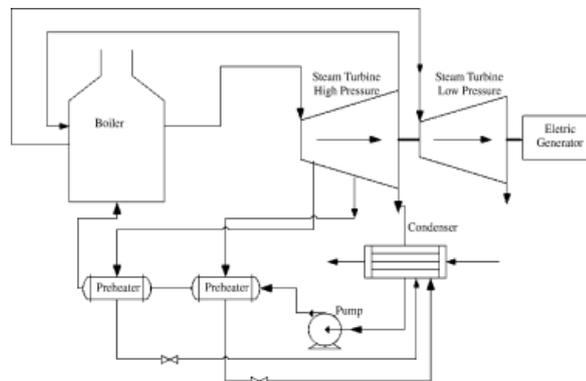
1. Bagi penulis adalah sebagai sarana untuk penerapan keilmuan yang telah di dapatkan selama berkuliah di Teknik Mesin FTIRS ITS.
2. Bagi pembaca adalah sebagai penambah wawasan mengenai konsep *co-firing* pada PLTU dan simulasi *co-firing* PLTU menggunakan *software cycle tempo*.
3. Bagi peneliti selanjutnya adalah sebagai referensi dan menjadi acuan untuk pengembangan selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan salah satu pembangkit yang banyak dijumpai setelah pembangkit listrik tenaga air (PLTA). Sumber bahan bakar utama dari PLTU adalah batu bara. Karena jumlah batu bara melimpah, pembangkit ini sangat terjaga keberlangsungannya. PLTU memiliki efisiensi kurang lebih 40%. Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) harus memiliki beberapa komponen seperti sebuah tungku untuk membakar bahan bakar (*boiler*), generator penghasil listrik, ketel berisi air untuk dipanaskan (*feedwater system*), turbin, dan sistem perpipaan. Selain peralatan itu, setidaknya pembangkit memerlukan berbagai alat bantu dan aksesoris bergantung pada ketersediaan air, bahan bakar, dan layanan yang dimaksudkan untuk instalasi pembangkit contohnya pompa dan fan.



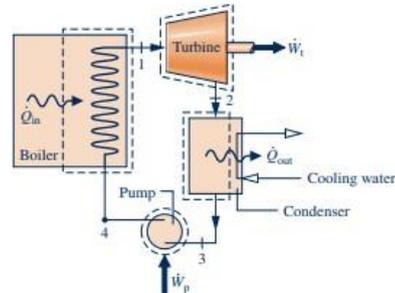
Gambar 2. 1 Model Sederhana Pembangkit Listrik Tenaga Uap.

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) memiliki cara kerja sebagai berikut. Batubara yang diterima di tempat penyimpanan batubara di pembangkit listrik digerakkan menuju *mill/pulverizer* untuk digiling menjadi butiran kecil. Kemudian menuju tempat pembakaran yaitu *boiler*. Panas yang dihasilkan dari pembakaran batubara di dalam *boiler* digunakan untuk mengubah air menjadi uap pada tekanan dan suhu yang sesuai. Uap yang dihasilkan dilewatkan melalui *superheater*. Uap super panas kemudian mengalir melalui turbin. Setelah melakukan pekerjaan di turbin, tekanan uap berkurang. Uap yang keluar dari turbin melewati *condenser* yang menjaga tekanan rendah uap di bagian keluaran turbin. Tekanan uap dalam *condenser* tergantung pada laju aliran dan suhu air pendingin dan pada keefektifan peralatan penghilang udara.

Air yang bersirkulasi melalui *condenser* dapat diambil dari berbagai sumber seperti sungai, danau, atau laut. Jika jumlah air yang cukup tidak tersedia, air panas yang keluar dari kondensator dapat didinginkan di menara pendingin dan didarkan kembali melalui *condenser*. Uap semburan yang diambil dari turbin pada titik ekstraksi yang sesuai dikirim ke pemanas air bertekanan rendah dan bertekanan tinggi. Udara yang diambil dari atmosfer pertama-tama dilewatkan melalui pemanas awal udara, di mana ia dipanaskan oleh gas buang. Udara panas kemudian melewati tungku. Gas buang setelah melewati boiler dan tabung *superheater*, mengalir melalui pengumpul debu dan kemudian melalui *economizer*, pemanas awal udara dan akhirnya, dibuang ke atmosfer melalui cerobong asap.

2.2 Siklus Rankine

Siklus termodinamika yang menjadi dasar pembangkit listrik tenaga uap adalah siklus *rankine*. Pada siklus ini, terdapat empat komponen utama yaitu *boiler*, *turbine*, *condenser*, dan *pump*. Fluida kerja mengalami beberapa kali pergantian fase. Berikut skema siklus *rankine*.

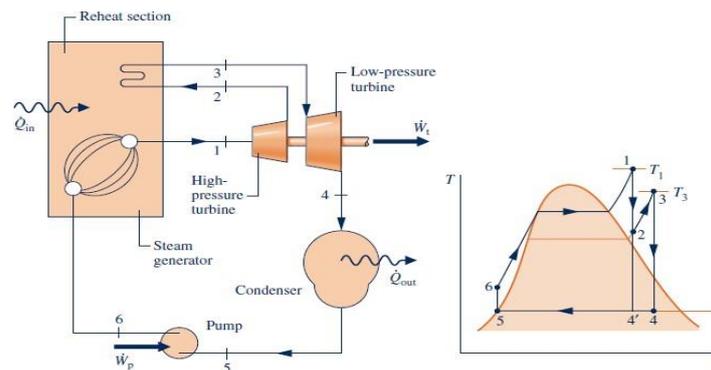


Gambar 2. 2 Siklus Rankine

Fungsi setiap komponen adalah sebagai berikut. *Boiler* berfungsi untuk memanaskan fluida kerja hingga mencapai kondisi yang diinginkan. Kondisi itu dapat berupa fase *superheated* dengan tekanan tertentu. Selanjutnya *turbine* berfungsi untuk melakukan perubahan energi, dari energi uap menjadi energi mekanik. Energi mekanik yang dihasilkan *turbine* akan memutar generator untuk menghasilkan listrik. *Condenser* akan mengkondensasi uap keluaran turbin menjadi hingga menjadi uap cair jenuh. Pompa berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida kerja hingga mencapai tekanan yang diharapkan.

Proses termodinamika yang terjadi adalah sebagai berikut. Tingkat keadaan 1, fluida kerja dalam bentuk uap (*steam*), memasuki *turbine* melalui sisi *inlet*. Di dalam *turbine*, uap akan tereksansi untuk menghasilkan kerja *turbine*. Dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, serta perubahan energi kinetik dan energi potensial juga diabaikan.

2.3 Siklus Rankine dengan *Reheat*



(a)

(b)

Gambar 2. 3 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan *Reheat* dan (b) Diagram T-s pada Siklus Rankine ideal dengan *Reheat*
(Moran et al., 2014)

Pada Siklus Rankine ideal, *steam* yang keluar dari turbin masih berada pada kondisi basah, walaupun berasal dari kondisi *superheated*. *Steam* yang berada pada kondisi basah mengandung butiran air yang dapat mengakibatkan kerusakan pada sudu turbin. Untuk mencegah kerusakan pada sudu turbin, sebaiknya *dryness factor* pada *steam* tidak kurang dari 88%. Untuk menghindari permasalahan tersebut, *steam* yang telah keluar dari turbin bertekanan lebih tinggi diarahkan kembali menuju *boiler*, khususnya di bagian *reheater* sehingga *steam* kembali berada pada kondisi *superheated*. *Steam* yang berasal dari *reheater* akan diarahkan menuju turbin bertekanan lebih rendah. *Steam* yang telah melalui proses *reheat* akan keluar dari turbin dengan kondisi lebih kering dibandingkan pada proses tanpa *reheat*. Selain untuk mencegah kerusakan pada turbin, penggunaan *reheater* ini juga dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi pada pembangkit.

Persamaan pada proses 6-1-2-3 pada gambar 2.3 dikemukakan oleh Sarkar, D. K (2015, 22) adalah sebagai berikut.

$$Q_b = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \dots \dots \dots (2.1)$$

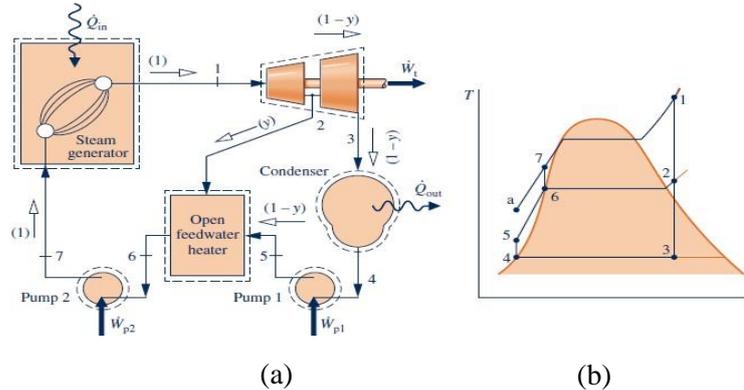
Sedangkan persamaan pada kerja yang dihasilkan akibat dari penggunaan turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah adalah sebagai berikut.

$$W_t = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.2)$$

2.4 Regenerative Rankine Cycle

Efisiensi pada Siklus Rankine ideal juga dapat ditingkatkan melalui penggunaan *feedwater heater*, baik itu dengan menggunakan *open feedwater heater* dan dengan menggunakan *closed feedwater heater*. Penggunaan *feedwater heater* ini bertujuan untuk meningkatkan temperatur *feedwater* sebelum memasuki *boiler* sehingga mengurangi kebutuhan kalor untuk memanaskan *feedwater*. Pada PLTU, prinsip kerja *open feedwater heater* digunakan oleh *deaerator* sedangkan prinsip kerja *closed feedwater heater* digunakan oleh HPH (*High Pressure Heater*) dan LPH (*Low Pressure Heater*).

2.4.1 Open Feedwater Heater



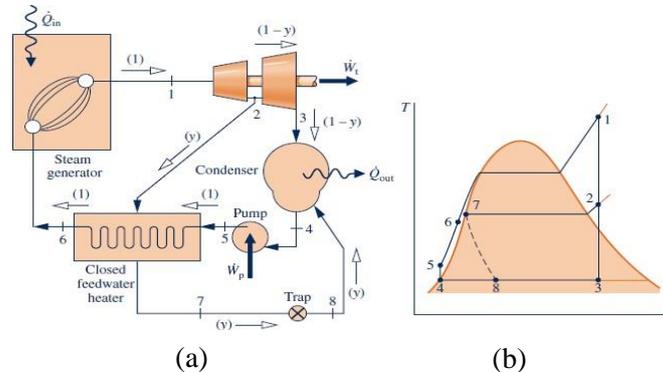
Gambar 2. 4 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan *Open Feedwater Heater* dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan *Open Feedwater Heater*

Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Open feedwater heater mencampurkan fluida, baik itu steam dari turbin maupun *feedwater* dari kondensator. Penggunaan *open feedwater heater* pada PLTU bertujuan untuk meningkatkan temperatur *feedwater* dan menghilangkan kandungan oksigen dan gas lain pada *feedwater* yang dapat merusak komponen di PLTU. Apabila diasumsikan kondisi *steady* dan

perubahan energi potensial dan energi kinetik pada *open feedwater heater* diabaikan, dikemukakan oleh Moran, J. M (2014, 467), persamaan kesetimbangan massa pada kondisi *steady* adalah sebagai berikut.

2.4.2 Close Feedwater Heater



Gambar 2.5 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Closed Feedwater Heater dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan Closed Feedwater Heater

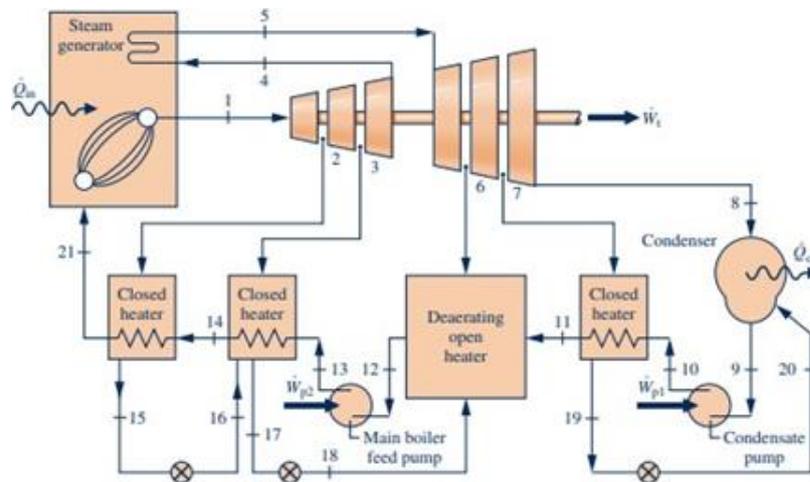
Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Regenerative feedwater heating juga dapat dilakukan dengan closed feedwater heaters. *Closed heaters* adalah recuperator tipe shell-and-tube di mana temperatur *feedwater* meningkat ketika *steam* yang diekstraksi mengembun di bagian luar tabung yang membawa *feedwater*. Karena kedua aliran tidak bercampur, mereka dapat berada pada tekanan yang berbeda. Aliran uap total berekspansi melalui turbin tahap pertama dari keadaan 1 ke keadaan 2. Di lokasi ini, sebagian kecil dari *steam* dialirkan ke *closed feedwater heater*, di mana ia mengembun.

Saturated liquid pada *extraction pressure* keluar dari *feedwater heater* pada keadaan 7. Kondensat kemudian terperangkap ke dalam kondensor, di mana ia bersatu kembali dengan bagian *total flow* yang melewati turbin tahap kedua. Ekspansi dari state 7 ke state 8 melalui trap adalah irreversible, sehingga ditunjukkan oleh garis putus-putus pada diagram T-s. Total flow yang keluar dari kondensor sebagai cairan jenuh pada keadaan 4 dipompa ke tekanan *steam generator* dan memasuki *feedwater heater* pada keadaan 5. Temperatur *feedwater* dinaikkan saat melewati *feedwater heater*. Air umpan kemudian keluar pada keadaan 6. Siklus selesai saat fluida kerja dipanaskan dalam *steam generator* pada tekanan konstan dari keadaan 6 ke keadaan 1. Meskipun pemanas tertutup yang ditunjukkan pada gambar beroperasi tanpa penurunan tekanan di kedua aliran, ada sumber ireversibilitas karena perbedaan suhu aliran-ke-aliran.

Analisis Siklus Diagram skematik dari siklus yang ditunjukkan pada Gambar 2.4 diberi label dengan fraksi aliran total di berbagai lokasi. Ini biasanya membantu dalam menganalisis siklus seperti itu. Fraksi dari aliran total yang diekstraksi, y , dapat ditentukan dengan menerapkan prinsip kekekalan massa dan kekekalan energi pada volume atur di sekitar pemanas tertutup. Dengan asumsi proses pelambatan untuk ekspansi melintasi perangkap, keadaan 8 ditetapkan menggunakan $h_8 = h_7$. Dengan asumsi tidak ada perpindahan panas antara pemanas air umpan dan sekitarnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, keseimbangan massa dan laju energi berkurang pada keadaan tunak menjadi

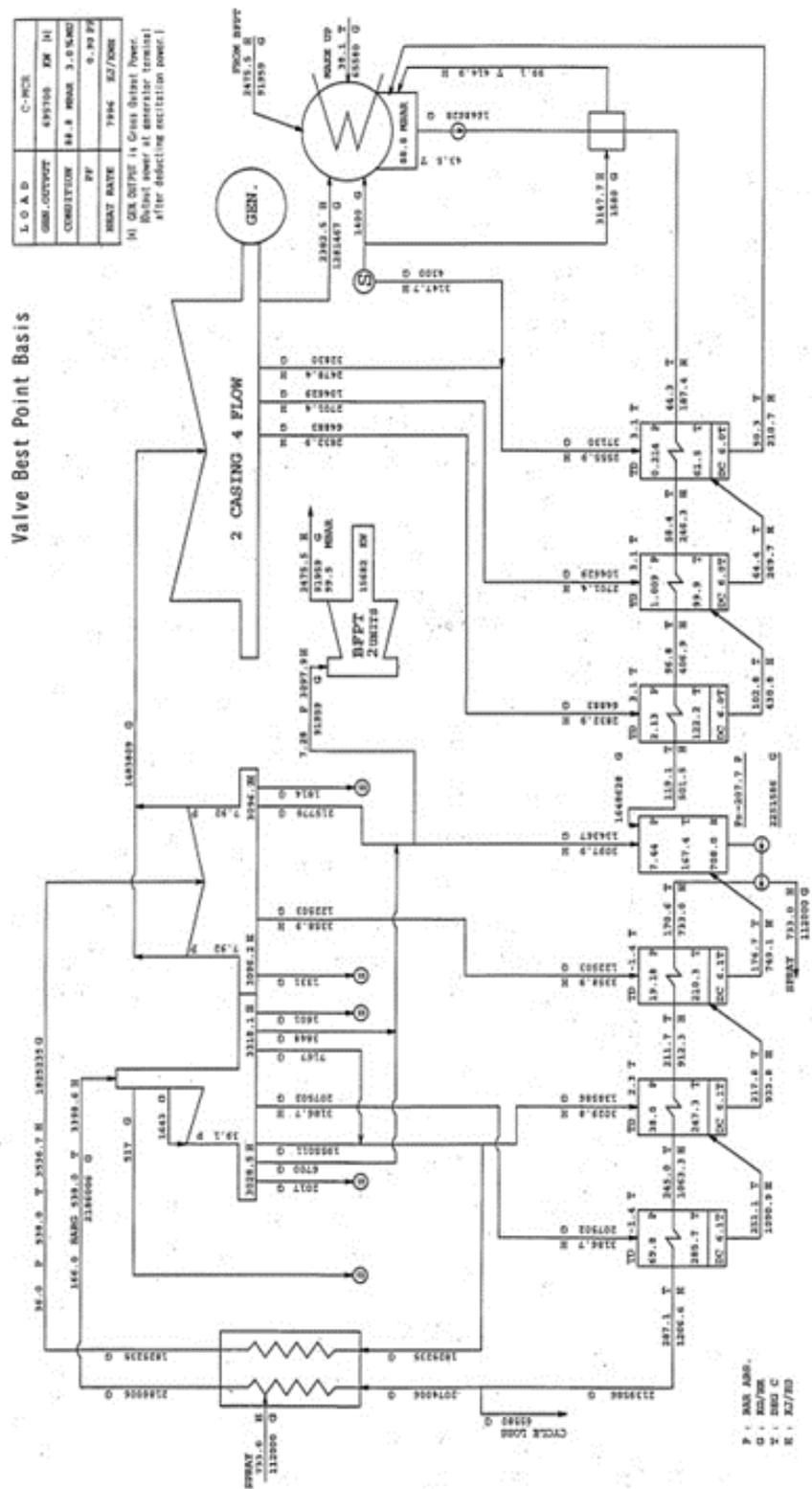
2.4.3 Multiple Feedwater Heater



Gambar 2. 6 Tampilan Sistem Pembangkit dengan *Multiple Feedwater Heater with Drains Cascaded Backward*

Multiple feedwater heater umumnya digunakan pada pembangkit listrik. Penggunaan beberapa *feedwater heater* dapat meningkatkan efisiensi sistem. Sistem pembangkit dengan *multiple feedwater heater* biasanya menggunakan minimum 1 *deaerator*. Hal ini perlu karena *feedwater* yang bertekanan dan bersuhu tinggi mengalir melalui komponen-komponen kritis berbahan logam, yang dapat terkorosi lokal bila kandungan gas (terutama oksigen dan karbondioksida) terlarut cukup tinggi.

Terdapat dua metode pengeluaran drain pada sistem dengan *multiple feedwater heater*, yaitu *drains cascaded backward* dan *drains pumped forward*. Sistem dengan *drains cascaded backward* adalah sistem yang paling umum digunakan pada pembangkit listrik. Sistem ini tidak memerlukan pompa pada *drain*, karena rangkaian *feedwater heater* diatur sedemikian rupa sehingga perbedaan tekanan operasional masing-masing *feedwater heater* menyebabkan aliran drain dapat mengalir secara alami. *Boiler feed pump* cukup diletakkan pada *outlet condenser* dan *deaerator*.



Gambar 2. 7 Skema PLTU Penelitian

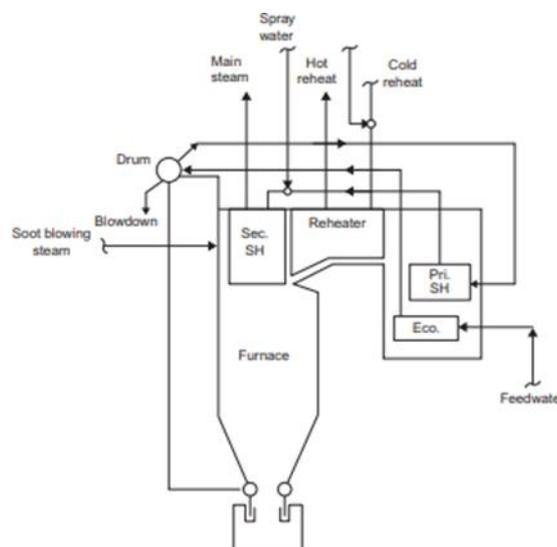
Gambar 2.7 merupakan contoh penerapan dari siklus *rankine*, proses *reheat*, serta penggunaan *open feedwater heater* dan *close feedwater heater* pada pembangkit listrik tenaga uap. Penelitian ini akan memodelkan skema PLTU tersebut menggunakan *software cycle tempo*.

2.5 Komponen Pembangkit Listrik

2.5.1 Boiler

Fungsi utama *boiler* adalah sebagai media untuk membakar bahan bakar (batubara) sehingga menghasilkan panas untuk memanasi air sampai menjadi uap. Panas yang dilepaskan oleh pembakaran bahan bakar akan diserap diserap oleh permukaan perpindahan panas secara praktis dan ekonomis untuk meminimalkan hilangnya panas. Pada permukaan pemanas, uap panas mentransfer panasnya ke fluida kerja yaitu air. Dengan demikian, air dari *feedwater* dipanaskan terlebih dahulu hingga suhu saturasi dan diuapkan. Steam jenuh yang terbentuk selanjutnya dipanaskan lebih lanjut. Terdapat beberapa bagian utama dari boiler, yaitu:

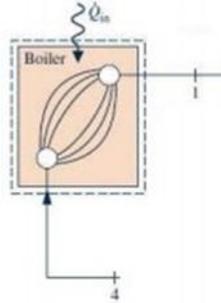
1. *Economizer* yang berfungsi untuk melakukan pemanasan air yang berasal dari *high pressure heater*
2. *Evaporator (Tube wall)* yang berfungsi sebagai jalur pemanasan lanjutan air dari *economizer*
3. *Steam Drum* yang berfungsi untuk memisahkan antara air dengan uap. Air akan memasuki *downcomer* dan mengalami pemanasan kembali hingga menjadi uap. Sedangkan uap akan langsung menuju sisi *superheater boiler*. *Steam drum* tidak terdapat pada boiler pembangkit *supercritical*. *Steam drum* tidak terdapat pada boiler pembangkit *supercritical*. Karena tekanan yang sangat tinggi, sehingga tidak memungkinkan terbentuk gelembung-gelembung air.
4. *Superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap yang keluar dari *steam drum* hingga mencapai fase *superheated*.
5. *Reheater* yang berfungsi untuk memanaskan kembali uap yang berasal dari *high pressure turbine*. Keluaran uap dari *reheater* akan menuju *intermediate pressure turbine*.



Gambar 2. 8 Siklus Air dan Uap pada Boiler

Siklus air dan uap adalah sebuah skema proses yang terjadi pada *boiler*. Air yang berasal dari *feedwater* masuk menuju *economizer*. Di dalam *economizer*, air dipanaskan oleh gas buang sehingga air mengalami kenaikan suhu. Kemudian air yang sudah dipanaskan menuju ke dalam *steam drum*. *Steam drum* akan memisahkan uap dan air. Air akan dipompa kembali menuju *raiser tube*, sedangkan uap akan menuju pipa boiler sisi *primary superheater*. Panas dari ruang

bakar akan digunakan untuk memanaskan uap air yang berada pada *secondary superheater*. Karena uap air sudah dalam kondisi panas, maka kerja *boiler* akan menjadi lebih sedikit, penggunaan bahan bakar menjadi lebih sedikit, efisiensi pembangkit pun meningkat. Selanjutnya uap pada *secondary superheater* kemudian keluar dari *boiler* menuju *high pressure turbine (HPT)*. Uap keluaran HPT akan dipanaskan kembali melalui *reheater*, kemudian uap yang sudah dipanaskan akan menuju *intermediate pressure turbine (IPT)*.



Gambar 2. 9 Volume Atur pada Boiler

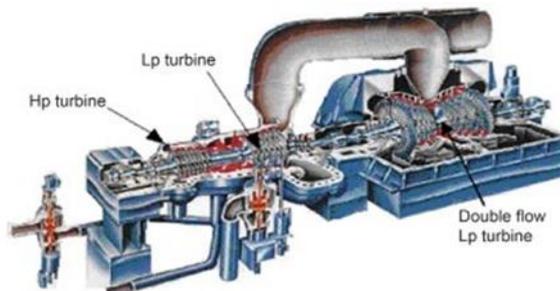
Analisis termodinamika pada *boiler* berdasarkan hukum termodinamika I dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka menghasilkan persamaan sebagai berikut:

$$0 = Q_{in} - m_i (h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.3)$$

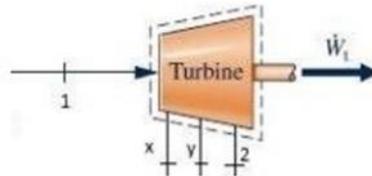
2.5.2 Steam Turbine

Steam turbine adalah komponen yang berfungsi untuk mengubah energi potensial pada uap menjadi energi mekanik. Di dalam *steam turbine*, *steam* berentalpi tinggi (suhu dan tekanan tinggi) mengalami ekspansi pada *stationary blades* dimana energi kinetik meningkat, namun mengorbankan energi tekanan (kenaikan kecepatan karena terjadinya penurunan tekanan). Energi kinetik tersebut dikonversi menjadi energi mekanik (perputaran *shaft* yang terhubung dengan *moving blades*) dengan prinsip impuls atau reaksi. Dalam suatu pembangkit listrik, pada umumnya terdapat tiga tingkat turbin yaitu :

1. Turbin tekanan tinggi (*high pressure turbine*)
2. Turbin tekanan menengah (*intermediate pressure turbine*)
3. Turbin tekanan rendah (*low pressure turbine*)



Gambar 2. 10 Skema Turbin pada Pembangkit Listrik

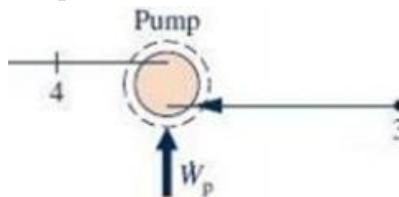


Gambar 2. 11 Volume Atur pada *Steam Turbine*

2.5.3 Pompa

Pompa merupakan komponen pada pembangkit listrik untuk meningkatkan tekanan fluida kerja dan mensirkulasikan fluida kerja. Berdasarkan cara kerja, pompa dapat diklasifikasikan menjadi *positive displacement*, *fixed displacement*, *variable displacement*, dan *constant volume*. Pada pembangkit listrik, terdapat beberapa jenis pompa yang digunakan yaitu :

1. *Cooling Water Pump (CWP)* : berfungsi untuk mensirkulasikan air laut sebagai pendingin untuk *condenser*.
2. *Condensate Pump (CEP)* : berfungsi untuk mengalirkan fluida yang telah dikondensasikan oleh *condenser* menuju *low pressure heater* pertama.
3. *Boiler Feedwater Pump (BFWP)* : berfungsi untuk mengatur jumlah air menuju *high pressure heater* kemudian air menuju ke *economizer*
4. *Recycle Pump* : berfungsi untuk menaikkan tekanan air yang berasal dari *low pressure heater* pertama menuju *low pressure heater* kedua



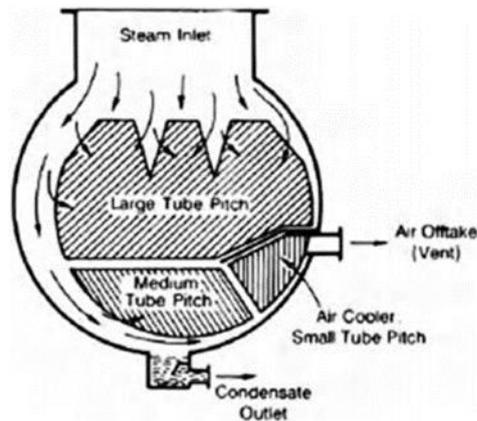
Gambar 2. 12 Volume Atur pada Pompa

Analisis termodinamika pada pompa berdasarkan hukum termodinamika I dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka menghasilkan persamaan sebagai berikut :

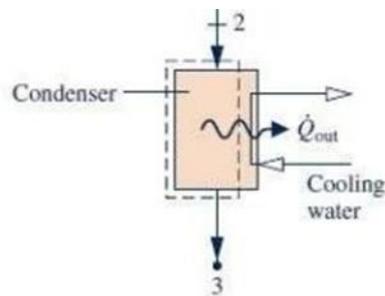
$$0 = -\dot{W}CV + m(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.4)$$

2.5.4 Condenser

Condenser dapat juga disebut sebagai *heat exchanger* (alat penukar panas). Alat penukar panas ini beroperasi dengan uap buangan pada ruang hampa. Di pembangkit listrik, laju aliran uap biasanya tinggi, kombinasi ini mengarah ke peralatan besar di mana fluida dingin adalah air. Air pendingin dapat diperoleh dari sungai, laut, atau air resirkulasi menggunakan menara pendingin. Uap panas buangan dari *low pressure turbine (LPT)* akan dikondensasi menjadi cair untuk diarahkan oleh *condensate pump* menuju *low pressure heater (LPH)*.



Gambar 2. 13 Condenser



Gambar 2. 14 Volume Atur pada Condenser

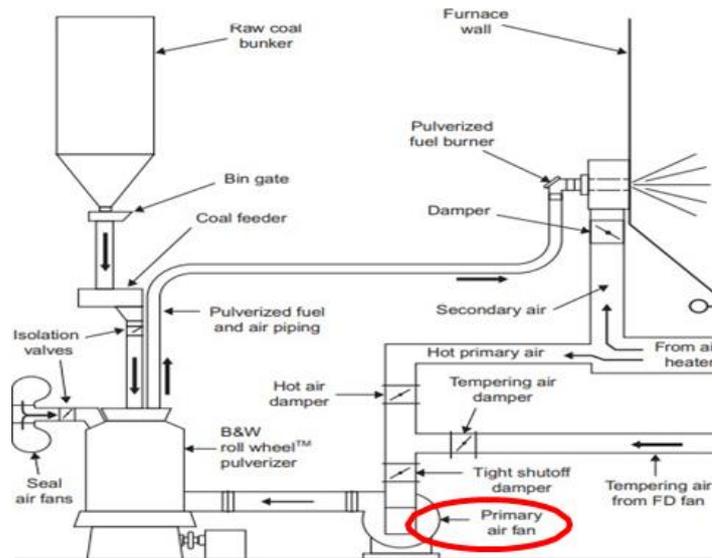
Analisis termodinamika pada *condenser* berdasarkan hukum termodinamika I dengan mengabaikan kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka persamaan energinya adalah sebagai berikut.

$$0 = Q_{CV} + \dot{m} (h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.5)$$

2.5.5 Fan

2.5.5.1 Primary Air (PA) Fan

Primary air fan terletak di bagian hulu *boiler*, biasanya berdekatan dengan *FD fan*. *PA fan* mengambil udara dari atmosfer atau keluaran *FD fan* dan membantu untuk mendorong batubara menuju ruang bakar. *PA fan* biasanya hanya digunakan dengan *boiler* berbahan bakar batubara. Biasanya ada satu atau dua *PA fan* yang diasosiasikan dengan sistem pembakaran berbahan bakar batubara.



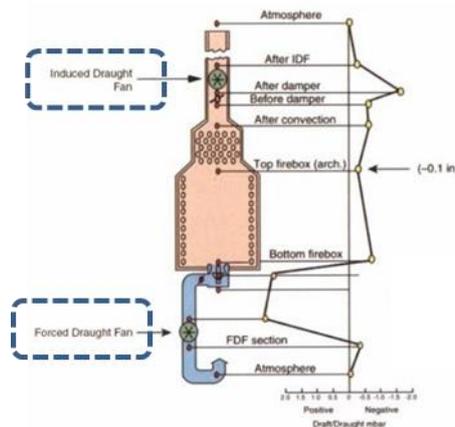
Gambar 2. 15 Letak PA Fan pada Pembangkit Listrik

2.5.5.2 Forced Draft (FD) Fan

Forced draft fan terletak di dalam sistem saluran kerja di bagian atas *boiler*. *FD fan* mengambil udara dari atmosfer dan untuk membantu proses pembakaran batubara di dalam ruang bakar. Bergantung pada ukuran dan jenis *boiler*, mungkin ada satu hingga empat *FD fan* yang terkait dengan sistem pembakaran.

2.5.5.3 Induced Draft (ID) Fan

Induced draft fan terletak di dalam sistem saluran kerja di bagian hilir *boiler* antara alat pengendap atau *baghouse* dan cerobong asap. *ID Fan* menarik gas buang keluar dari ruang bakar dan melalui presipitator atau *baghouse* dan mendorongnya melalui *scrubber*, jika ada, dan keluar ke atmosfer melalui cerobong asap. Bergantung pada ukuran dan jenis ketel, mungkin ada satu hingga empat *ID fan* yang terkait dengan sistem pembakaran.

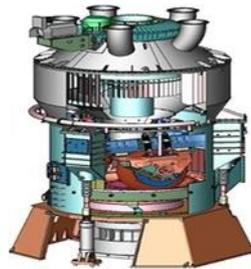


Gambar 2. 16 Letak FD Fan dan ID Fan pada Pembangkit Listrik

2.5.6 Mill/Pulverizer

Batu bara dihancurkan menjadi butiran halus agar mudah tercampur dengan udara sehingga mempercepat proses pembakaran. *Puverizer* adalah alat untuk menggiling atau menghancurkan batu bara sehingga menjadi halus dan kemudian bersamaan dengan udara primer dialirkan menuju ruang bakar (*furnace*). Penggunaan batu bara yang efisien sangat

bergantung pada proses pembakaran yang digunakan. Kondisi serbuk batu bara kira-kira berukuran 200 *mesh*. Serbuk batu bara diperoleh dengan menggiling batubara di *pulverizer coal/* atau *pulverizing mill*. Beberapa jenis *pulverizing mill* yang sering digunakan diantaranya ada *Ball mill*, *Hammermill*, *Ball and race mill*, dan *Bowl mill*. *Mill* juga berfungsi sebagai pengering batu bara mentah yang mungkin mengandung uap air. Sehingga batu bara lebih mudah dibakar. Setiap *boiler* memiliki 4 *pulverizer* dimana tiap *pulverizer* menyuplai ke 4 *burner* sehingga setiap *boiler* memiliki 20 *burner*.



Gambar 2. 17 Mill/Pulverizer

2.6 Co-firing

Co-firing, atau juga dikenal sebagai *co-combustion*, adalah suatu proses pembakaran dua jenis bahan bakar yang berbeda, yang terjadi di dalam ruang bakar yang sama, yaitu *boiler*. Kedua jenis bahan bakar yang biasanya digunakan adalah batu bara dan biomassa. Jumlah CO₂ yang diserap dan dipancarkan selama proses pembakaran adalah sama, sehingga *co-firing* biomassa tidak menimbulkan terjadinya efek rumah kaca. Selain itu, sebagian besar bahan bakar biomassa memiliki kandungan sulfur dan nitrogen yang lebih rendah daripada batu bara, sehingga dalam banyak kasus emisi NO_x dan SO_x dapat diturunkan dengan *co-firing*. Dari beberapa metode *co-firing* yang dapat diaplikasikan, salah satunya adalah *direct co-firing*. Metode ini merupakan metode *co-firing* yang paling sederhana dan banyak diterapkan pada *pulverized coal boiler*.

2.6.1 Batu Bara

Batu bara merupakan salah satu jenis bahan bakar fosil yang digunakan dalam pembangkit listrik, yang dihasilkan dari proses dekomposisi parsial zat tumbuhan dengan kondisi udara terbatas dan terakumulasi hingga membentuk lapisan dalam waktu yang lama. Proses dekomposisi dilakukan oleh mikroba (*peatification*) dengan bantuan tekanan dan pemanasan (*coalification*) yang terjadi secara biologis. Batu bara dapat diklasifikasikan ke dalam beberapa peringkat berdasarkan nilai kalor dan kandungan karbon tetap yang terkandung, diantaranya adalah *American Society of Testing and Materials (ASTM)*, *the National Coal Board of The United Kingdom*, *International Organization for Standardization (ISO)*, *the German DIN System*, *Japan Industrial Standard (JIS)*, dan *the Association Francaise de Normalisation (AFNOR)*

2.6.2 Biomassa

Selain batu bara, bahan bakar alternatif yang dapat digunakan dalam proses pembakaran pada pembangkit listrik adalah biomassa. Biomassa merupakan sumber energi yang berasal dari tanaman, kotoran hewan dan sampah. Selain digunakan untuk tujuan primer seperti bahan pangan, biomassa dapat digunakan sebagai sumber energi (bahan bakar). Biomassa yang umum digunakan sebagai bahan bakar adalah biomassa yang nilai ekonomisnya rendah seperti limbah

pabrik kayu atau kotoran hewan ternak. Sumber energi biomassa mempunyai beberapa kelebihan yaitu merupakan sumber energi yang dapat diperbaharui (*renewable*) sehingga dapat menyediakan sumber energi yang berkesinambungan (*sustainable*).

Beberapa sumber biomassa memiliki potensi adalah sebagai berikut. Analisa yang digunakan pada biomassa juga hampir sama dengan batu bara, yakni dengan menggunakan metode *proximate analysis* dan *ultimate analysis*. Namun begitu, agar dapat diaplikasikan pada PLTU, bahan bakar yang digunakan tidak bisa hanya mengandalkan biomassa saja. Pembakaran pada PLTU memerlukan batu bara dalam jumlah besar dan biomassa sisanya dikarenakan nilai kalor yang dimiliki biomassa sangat kecil.

2.7 Analisa Bahan Bakar dan Pembakaran

Analisis batu bara dapat dilakukan dengan menggunakan dua metode, diantaranya adalah *ultimate analysis* dan *proximate analysis*. Metode *ultimate analysis* digunakan untuk menganalisis komposisi penyusun batu bara, seperti karbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), nitrogen (N), dan sulfur (S), sehingga dapat dilakukan perhitungan kebutuhan udara minimum untuk dapat terbakar sempurna, konsentrasi gas buang, rasio atom oksigen dan karbon, rasio atom hidrogen dan karbon, dan perhitungan *percentage of excess air*. Sementara metode *proximate analysis* digunakan untuk mendapatkan spesifikasi batu bara berupa kandungan air (*moisture*), zat terbang (*volatile matter*), presentase atau kadar abu, dan kandungan karbon tetap (*fixed carbon*) pada batu bara.

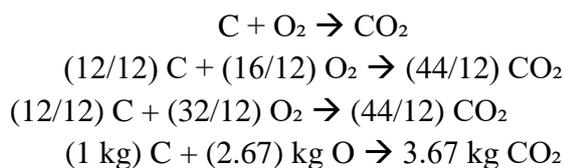
Untuk dapat menghitung kebutuhan oksigen dan udara teoritis bagi proses pembakaran bahan bakar, maka perlu diketahui kandungan masing-masing komposisi penyusun batubara melalui hasil analisa laboratorium. Sehingga setelah diketahui seberapa besar kandungan unsur masing-masing tersebut selanjutnya dapat digunakan untuk menghitung jumlah kebutuhan udara.

Higher Heating Value (HHV) merupakan nilai kalor yang dihasilkan ketika batu bara yang mengandung uap air dibakar dengan oksigen. Hasil pembakaran terdiri dari oksigen, nitrogen, karbondioksida dan sulfur dioksida dari air cair. Sementara untuk *Low Heating Value* (LHV), nilai kalor dihasilkan ketika panas laten pada uap air dihilangkan. Dengan menggunakan metode *ultimate analysis*, perhitungan nilai HHV (kJ/kg) dan LHV (kJ/kg) dapat diperoleh menggunakan persamaan Dulong, sebagai berikut:

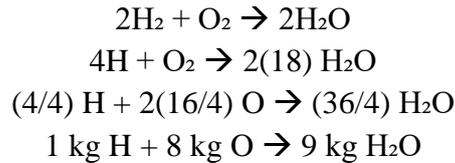
$$\underline{Q}_2 \text{ HHV} = 33950 C + 144200 + (H_2 - g) + 9000 \dots \dots \dots (2.6)$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 2400(9H_2 + M) \dots \dots \dots (2.7)$$

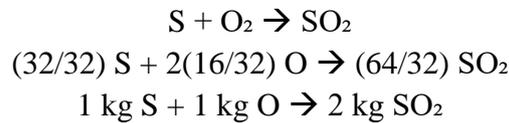
Dimana reaksi kimia yang terjadi pada proses pembakaran komposisi penyusun batu bara adalah sebagai berikut:



Sehingga pada basis massa, untuk setiap pembakaran 1 kg karbon, dibutuhkan oksigen sebanyak 2.67 kg.



Sehingga pada basis massa, untuk setiap pembakaran 1 kg hydrogen, dibutuhkan oksigen sebanyak 8 kg.



Sehingga pada basis massa, untuk setiap pembakaran 1 kg sulfur, dibutuhkan oksigen sebanyak 1 kg.

Berdasarkan data ultimate analysis bahan bakar, dilakukan perhitungan kompen penyusun batu bara dalam basis molar seperti yang dipaparkan dalam table berikut :

Tabel 2. 1 Konversi Standard Coal dari Basis Massa ke Basis Molar

Komponen Standard Coal	Jumlah dalam basis massa per 100 kg bahan bakar	Berat Molekul (kmol)	Jumlah Molar per Unsur (kmol)
<i>Carbon</i>	59.9	12	4.99
<i>Hydrogen</i>	5.34	2	2.67
<i>Oxygen</i>	16.95	32	0.53
<i>Nitrogen</i>	1.15	28	0.04
<i>Sulphur</i>	1.35	32	0.04

Data yang tertera pada tabel 2.1 merupakan spesifikasi batu bara yang ada pada *software cycle tempo (standard coal)* dalam basis massa yang telah dikonversikan ke basis molar. Berdasarkan table 2.1, total kebutuhan O₂ pada proses pembakaran batu bara dapat diperoleh menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\text{Total O}_2 = (\text{mol C} \times 1) + (\text{mol H}_2 \times 0.5) + (\text{mol S} \times 1) - (\text{mol O}_2 \times 1) \dots \dots \dots (2.8)$$

Agar proses pembakaran terjadi secara sempurna, maka dibutuhkan udara dengan jumlah tertentu yang dikenal dengan istilah *excess air*. Tingkat kebutuhan *excess air* pada setiap pembakaran batu bara berbeda-beda. Apabila jumlah *excess air* diasumsikan konstan, maka kebutuhan udara dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut (Sarkar, D):

$$\text{Dry Air} = \text{theoretical air} \times (1 + \text{EA}) \dots \dots \dots (2.9)$$

Nilai kebutuhan udara di atas merupakan udara dalam keadaan kering. Sehingga untuk mendapatkan nilai kebutuhan udara pada kondisi aktual, diperlukan sebuah data berupa *humidity ratio*. Dengan menggunakan asumsi temperature *dry air* 30°C dan *relative humidity* sebesar 80%, didapatkan nilai *humidity ratio* (ω) sebesar 0.0215 kg/kg *dry air*. Sehingga kebutuhan udara aktual dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\text{Kebutuhan Udara Aktual} = \text{Dry Air} + (\text{Dry Air} \times \omega) \dots \dots \dots (2.10)$$

Air Fuel Ratio (AFR)

$$AFR = \frac{\text{Massa Udara}}{\text{Massa Bahan Bakar}} \dots\dots\dots(2.11)$$

2.8 Analisis Kinerja PLTU

Komponen W_{out} merupakan daya yang dihasilkan turbin atau daya *gross* turbin, komponen $W_{pemakaian}$ merupakan daya yang digunakan untuk mengoperasikan komponen *auxiliary* pada PLTU, seperti *pulverizer*, BFP, CEP, *Cooling Water Condenser pump*, *Recycle pump*, *ID fan*, *PA fan*, dan *FD fan*, dan komponen Q_{in} merupakan yang digunakan oleh PLTU pada *boiler*. Efisiensi PLTU berdasarkan Fernanda, H (2017, 15) didapat dari persamaan berikut.

$$\eta_{netto} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{W_{turbin}}{Q_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.12)$$

$$\eta_{gross} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{W_{turbin}}{Q_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.13)$$

Selain efisiensi, kinerja dari PLTU juga dapat dinilai dari parameter *Gross Plant Heat Rate* (GPHR) dan *Net Plant Heat Rate* (NPHR). GPHR merupakan rasio antara energi bahan bakar yang disuplai dengan daya *output* secara *gross*. Sementara itu, NPHR merupakan rasio antara energi bahan bakar yang disuplai dengan daya *output* secara *neto*. Persamaan GPHR dan NPHR berdasarkan Djafar, R (2017,31) adalah sebagai berikut.

$$GPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times HHV}{\dot{W}_{turbin}} \dots\dots\dots(2.14)$$

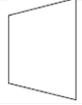
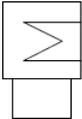
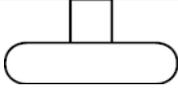
$$NPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV}{\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pemakaian\ sendiri}} \dots\dots\dots(2.15)$$

2.9 Cycle-Tempo

Cycle-Tempo merupakan perangkat lunak yang digunakan untuk menganalisis termodinamika, mass flow rate, kesetimbangan kimia, dan komposisi dari aliran yang bercampur yang dikembangkan oleh Delft *University of Technology*. *Cycle-Tempo* dapat diaplikasikan pada proses siklus uap/air, turbin gas, siklus topping kalium, sistem fuel cell, sistem gasifikasi batubara, mesin pendingin kompresi uap air dan pompa panas, dan mesin pendingin absorpsi dan pompa panas.

Pada dasarnya, input yang dapat diberikan pada sebagian besar apparatus berupa tekanan, temperatur, dan/atau mass flow rate pada keadaan masuk atau keluar dari sebuah apparatus. Nantinya, setelah *Cycle-Tempo* berhasil di-running, hasil yang akan diperoleh pada *Cycle-Tempo* dapat berupa tekanan, entalpi, temperatur, dan *mass flow rate* pada pipa yang masuk dan keluar dari apparatus. Informasi tersebut nantinya akan digunakan untuk menghitung performansi dari pembangkit, seperti W_{out} , W_{in} , Q_{in} , efisiensi, dan nilai perpindahan kalor pada apparatus. Pada penelitian ini, nilai *mass flow rate* pada bahan bakar yang dalam hal ini adalah batu bara, dan *mass flow rate* pada udara di-input pada *combustor*. Kemudian, *Cycle Tempo* akan menghitung nilai *mass flow rate feedwater* dan *steam* berdasarkan informasi *mass flow rate* batu bara dan udara dengan menggunakan hukum termodinamika. Besar W_{out} pada *Cycle-Tempo* kemudian akan dihitung jika *mass flow rate steam* yang memasuki turbin telah diketahui. Berikut merupakan apparatus yang digunakan pada PLTU.

Tabel 2. 2 Apparatus pada Cycle-Tempo yang digunakan pada PLTU

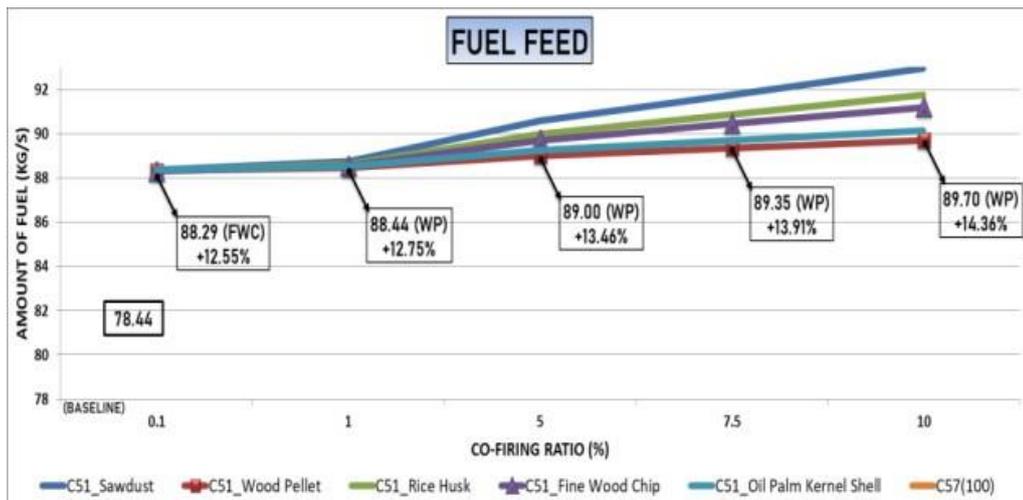
Typ	Apparatus	Simbol
1	<i>Boiler</i>	
2	<i>Reheater</i>	
3	Turbin	
4	Kondensor	
5	<i>Flash Heater</i>	
6,12	Heat Exchanger	
7	Deaerator	
8	Pompa	
9,11	Node	
10	Sink/Source	
10	Stack	
13	Combustor	
14	Valve	
15	Drum	
29	Kompresor/fan	
G	Generator	

2.10 Penelitian Terdahulu

Terdapat beberapa penelitian terdahulu yang dijadikan dasar dalam melakukan penelitian, yakni, penelitian dengan judul “Simulasi *Cycle-Tempo* Pengaruh Rasio *Co-firing* dengan Variasi Jenis Biomassa Terhadap Performa PLTU 710 MW” adapun penelitian dengan judul “Analisis Pengaruh Rasio Biomassa dan Rasio Bahan Bakar Biomassa pada Proses *Co-firing* terhadap Performa *Boiler* PLTU 660 MW PT PJB UBJ O&M Paiton Menggunakan Simulasi *Cycle Tempo 5.0*”.

2.10.1 Penelitian dengan Judul “Simulasi *Cycle Tempo* Pengaruh Rasio *Co-firing* dan Variasi Biomassa Terhadap Performa PLTU Kapasitas 695.7 MW” oleh Jhonstone Josua Tambunan

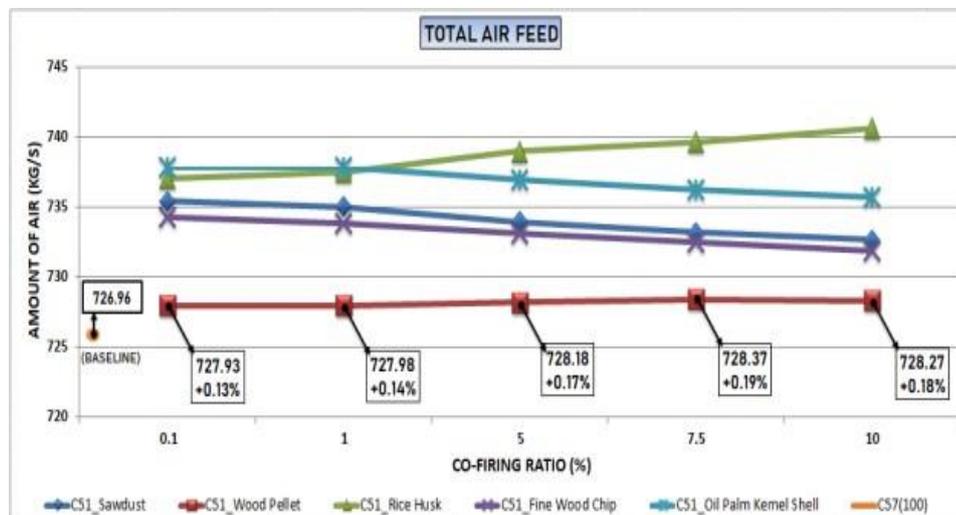
Penelitian yang dilakukan oleh Jhonstone Josua Tambunan (2021) ini, bertujuan untuk mengetahui pengaruh rasio *co-firing* dan variasi jenis biomassa terhadap perform daya pemakaian sendiri pembangkit, serta terhadap peralatan *existing* pembangkit. Penelitian ini dilakukan menggunakan data desain PLTU 695.7 MW, dengan *baseline* menggunakan batu bara dengan *High Heating Value* (HHV) sebesar 5710 kCal/kg. Pada simulasi kedua, dilakukan *co-firing* menggunakan batu bara dengan HHV sebesar 5100 kCal/kg dan biomassa. Jenis biomassa yang digunakan dalam penelitian ini diantaranya adalah *sawdust*, *wood pellet*, *rice husk*, *fire wood chip*, dan *oil-palm PKS*. Spesifikasi bahan bakar, baik batu bara maupun biomassa yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar 2. 18 Spesifikasi Bahan Bakar pada Co-firing

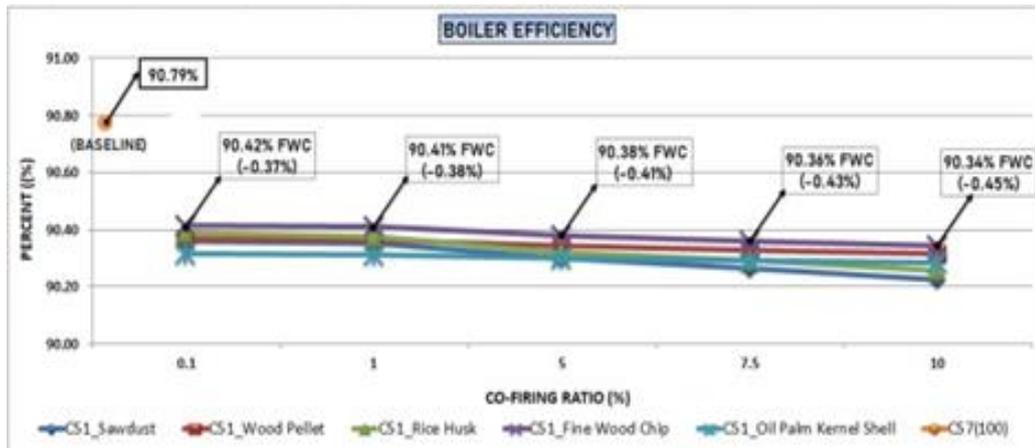
Tabel 2. 3 Perbandingan Kebutuhan Bahan Bakar pada Co-firing

Items	Units	Sawdust (AR)	Wood Pellet (AR)	Rice Husk (AR)	Fine Wood Chip (AR)	Oil-Palm PKS (AR)	Coal 5710 (AR)	Coal 5100 (AR)
Hardgrove Grindability Index (HGI)		<32	<32	25	28	<32	46	46
Proximate Analysis								
Total Moisture	% wt	41.47	5.46	11.43	23.3	7.3	16.9	22.50
Ash Content	% wt	2.01	1.08	18.31	1.25	2.91	6.08	6.00
Volatile Matter	% wt	46.25	79.41	57.49	62.51	77.06	36.06	35.06
Fixed Carbon	% wt	10	14.05	12.77	12.94	12.73	40.96	36.44
Gross Calorific Value	kCal/kg	2694	4487	3383	3584	4247	5710	5100
Ultimate Analysis								
Carbon	% wt	28.06	47.78	37.37	39.11	45.01	59.98	54.34
Hydrogen	% wt	3.17	6.07	4.83	4.14	5.63	4.08	3.72
Nitrogen	% wt	0.15	0.15	0.32	0.28	0.29	1.29	1.14
Oxygen	% wt	24.8	39.39	27.67	31.82	38.79	11.24	11.87
Total Sulfur	% wt	0.07	0.07	0.07	0.1	0.08	0.43	0.46
Total		100	100	100	100	100	100	100



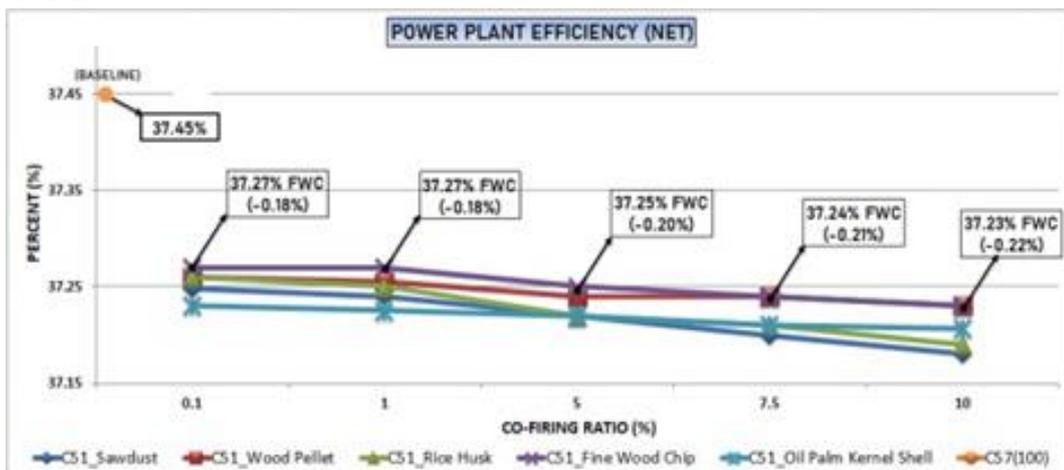
Gambar 2. 19 Perbandingan Kebutuhan Udara pada Co-firing

Gambar 2.19 dan 2.20 menunjukkan hasil perbandingan untuk kebutuhan bahan bakar dan udara pada proses *co-firing* masing-masing dengan jenis biomassa yang berbeda. Pada gambar 2.19, kebutuhan bahan bakar secara keseluruhan mengalami peningkatan dengan rata-rata peningkatan sebesar 12.55% - 14.36%. Kemudian pada gambar 2.20, kebutuhan udara total pada biomassa *wood pellet* dan *rice husk* mengalami peningkatan. Sementara ketika menggunakan biomassa *fine wood chip*, *sawdust*, dan *oil-palm kernel shell*, kebutuhan udara total mengalami penurunan. Berdasarkan data pada penelitian ini, kandungan oksigen terbesar dimiliki oleh biomassa dengan jenis *oil-palm kernel shell*, *wood pellet*, *fine wood chip*, *rice husk*, dan *sawdust*. Meskipun biomassa *wood pellet* memiliki kandungan oksigen yang tinggi, tetapi kebutuhan udaranya tetap mengalami peningkatan. Hal tersebut dikarenakan kandungan *volatile matter* pada biomassa *wood pellet* memiliki kandungan *volatile matter* tertinggi dari semua jenis biomassa yang digunakan.



Gambar 2. 20 Perbandingan Boiler Efficiency pada *Co-firing*

Kemudian gambar 2.21 menunjukkan perbandingan efisiensi *boiler* pada jenis dan rasio biomassa yang berbeda. Efisiensi *boiler* secara keseluruhan berada di atas 90.2% dan mengalami peningkatan secara berkala bersamaan dengan peningkatan pada rasio *co-firing* yang digunakan. Nilai efisiensi *boiler* dipengaruhi oleh kandungan *moisture* pada bahan bakar. Semakin tinggi kandungan *moisture*, semakin lama waktu yang dibutuhkan pada proses pembakaran.



Gambar 2. 21 Perbandingan Net Plant Heat Rate (NPHR) pada *Co-firing*

Kedua grafik pada gambar 2.21 dan 2.22 memiliki *trendline* yang berbeda. Pada gambar 2.21, *trendline* menunjukkan adanya penurunan pada nilai efisiensi thermal pembangkit bersamaan dengan rasio *co-firing* yang meningkat. Penurunan nilai efisiensi thermal pembangkit dapat disebabkan oleh besar *low heating value* (LHV) dan *moisture* pada bahan bakar yang digunakan. Selain itu, besar efisiensi thermal juga dipengaruhi oleh besar daya yang digunakan pada komponen *auxiliary*. Sementara pada gambar 2.22, terdapat *trendline* yang menunjukkan adanya kenaikan secara keseluruhan pada nilai *net plant heat rate* (NPHR) bersamaan dengan peningkatan rasio *co-firing* yang digunakan.

2.10.2 Penelitian dengan Judul “Energy Analysis of a Biomass Co firing Based Pulverized Coal Power Generation System” oleh Shoaib Mehmood, Bale V. Reddy, dan Marc A. Rosen

Penelitian yang dilakukan oleh Shoaib Mehmood, Bale V. Reddy, dan Marc A. Rosen (2012) ini, bertujuan untuk mengetahui pengaruh *co-firing* terhadap sistem kerja utama pembangkit listrik, seperti efisiensi *boiler*, efisiensi pembangkit, *output* kerja bersih, dan kerugian panas yang terjadi. Penelitian dilakukan dengan simulasi *power plant* menggunakan *Engineering Equation Solver* (EES).

Dalam penelitian ini, bahan bakar yang digunakan adalah batu bara dengan jenis *bituminous* (B) dan *lignite* (L), dan biomassa yang terdiri atas kotoran ayam (CL), serbuk kayu pinus (SD), *refuse derived fuel* (RFD), dan sekam padi (RH). Terdapat dua kasus yang perlu diperhatikan dalam penelitian ini. Kasus pertama yaitu ketika laju aliran bahan bakar konstan dan perhitungan yang didasarkan pada laju aliran bahan bakar satuan. Laju aliran massa batu bara diturunkan dari 1 kg/s menjadi 0,70 kg/s dalam interval 0,05 kg/s, sedangkan biomassa meningkat dari 0 kg/s menjadi 0,30 kg/s. Sementara untuk kasus kedua, panas atau kalor yang digunakan untuk merubah *feedwater* menjadi uap bernilai konstan dan bernilai sama dengan saat pembangkit menggunakan batu bara sepenuhnya dengan laju aliran sebesar 1 kg/s. Laju aliran massa batu bara diturunkan dari 1 kg/s menjadi 0,70 kg/s dalam interval 0,05 kg/s sedangkan jumlah tambahan bahan bakar biomassa yang dibutuhkan untuk menghasilkan panas yang dibutuhkan dalam *boiler* ditentukan untuk setiap kasus. Data-data yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

Parameter	Chicken litter ¹	Pine sawdust ¹	Refuse derived fuel ¹	Rice husk ²	Bituminous coal ³	Lignite ³
Proximate analysis (wt%)						
Fixed carbon	13.1	14.2	0.5	20.1	53.9	35.0
Volatile matter	43.0	70.4	70.3	55.6	28.2	44.5
Moisture	9.3	15.3	4.2	10.3	7.8	12.4
Ash	34.3	0.1	25.0	14.0	10.1	8.1
Ultimate analysis (wt%)						
Hydrogen	3.8	5.0	5.5	4.5	3.9	4.1
Carbon	34.1	43.2	38.1	38.0	70.3	51.0
Oxygen	14.4	36.3	26.1	32.4	6.4	23.8
Nitrogen	3.50	0.08	0.78	0.69	1.07	0.4
Sulphur	0.67	-	0.33	0.06	0.41	0.16
Ash analysis (wt%)						
SiO ₂	5.77	9.71	38.67	94.48	51.67	46.15
Al ₂ O ₃	1.01	2.34	14.54	0.24	29.15	20.91
Fe ₂ O ₃	0.45	0.10	6.26	0.22	10.73	6.77
CaO	56.85	46.88	26.81	0.97	3.72	12.54
SO ₃	3.59	2.22	3.01	0.92	1.47	8.00
MgO	4.11	13.80	6.45	0.19	1.41	2.35
K ₂ O	12.19	14.38	0.23	2.29	0.29	1.49
TiO ₂	0.03	0.14	1.90	0.02	1.24	0.77
Na ₂ O	0.60	0.35	1.36	0.16	0.31	0.73
P ₂ O ₅	15.40	6.08	0.77	0.54	-	0.29
Heating value (kJ/kg)						
Higher heating value	14,240	17,280	16,620	14,980	28,330	20,070
Lower heating value	13,410	16,180	15,410	13,990	27,340	19,070

Gambar 2. 22 Spesifikasi Bahan Bakar Padat

Stream	Bituminous coal				Lignite			
	\dot{m} (kg/s)	T (K)	p (bar)	\dot{E} (MW)	\dot{m} (kg/s)	T (K)	p (bar)	\dot{E} (MW)
1	1.00	281.15	1.01	28.33	1.00	281.15	1.01	20.07
2	2.31	281.15	1.01	0.00	2.31	281.15	1.01	0.00
3	0.002	873.15	1.01	0.01	0.001	873.15	1.01	0.009
4	11.87	2159.15	1.01	26.22	8.40	2007.15	1.01	18.12
5	11.87	423.15	1.01	2.867	8.40	423.15	1.01	3.086
6 ²	0.08	423.15	1.01	0.009	0.06	423.15	1.01	0.007
7	8.44	873.15	120.00	30.46	5.82	873.15	120.00	21.00
8	8.44	669.05	30.00	27.20	5.82	669.05	30.00	18.75
9	2.35	669.05	30.00	7.57	1.62	669.05	30.00	5.22
10	6.09	873.15	30.00	22.44	4.24	873.15	30.00	15.47
11	6.09	309.32	0.06	15.35	4.24	309.32	0.06	10.58
12	6.09	309.32	0.06	0.92	4.24	309.32	0.06	0.64
13	6.09	309.5	3.00	0.94	4.24	309.5	3.00	0.65
14	8.44	507.05	3.00	8.51	5.82	507.05	3.00	5.87
15	8.44	509.35	120.00	8.62	5.82	509.35	120.00	5.94
16	596.40	281.15	1.01	20.10	411.3	281.15	1.01	13.86
17	596.40	289.15	1.01	40.07	411.3	289.15	1.01	27.63

Gambar 2. 23 Data Aliran untuk 100% *Coal-fired Power Plant*

Analisis energi untuk kesetimbangan massa dan energi komponen siklus uap dalam penelitian ini dipaparkan dalam tabel sebagai berikut :

Control volume	Balances	
	Mass	Energy
High Pressure Turbine	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_s$	$\dot{W}_{HPT} = \dot{m}_s(h_7 - h_8)$
Low Pressure Turbine	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = (1 - y)\dot{m}_s$	$\dot{W}_{LPT} = (1 - y)\dot{m}_s(h_{10} - h_{11})$
Condenser	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = (1 - y)\dot{m}_s$ $\dot{m}_{cw} = \dot{m}_4(h_4 - h_5)/(h_{17} - h_{16})$	$\dot{Q}_{condenser} = \dot{m}_4(h_{11} - h_{12})$
Condensate Pump	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = (1 - y)\dot{m}_s$	$\dot{W}_{CP} = (1 - y)\dot{m}_s(h_{13} - h_{12})$
Boiler Feed Pump	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_s$	$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}_s(h_{15} - h_{14})$
Open Feedwater Heater	$\dot{m}_9 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$y = (h_{14} - h_{13})/(h_9 - h_{13})$

¹ \dot{m}_{cw} and y are mass flow of cooling water and fraction of the steam extracted, respectively.

Gambar 2. 24 Kesetimbangan Massa dan Energi Komponen pada Siklus

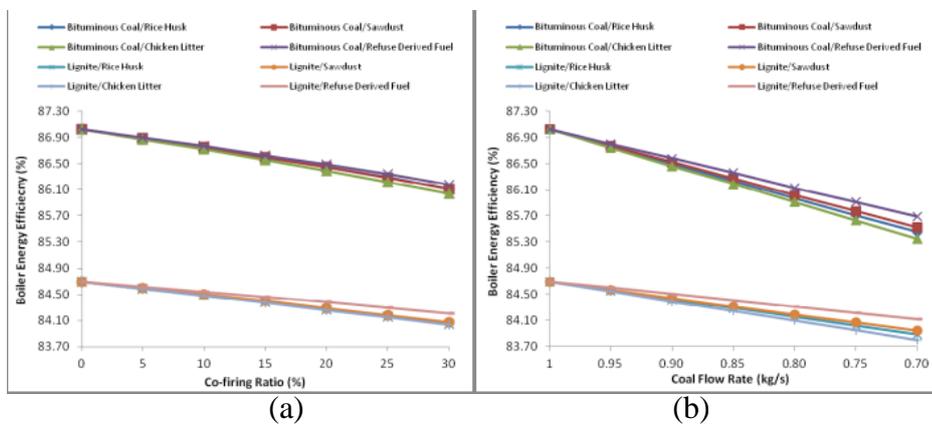
Fuel blend ¹	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	E (MW)	Q (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	79.86	28.33	24.65	9.92
B/RH	0.95	0.05	95	5	77.85	27.66	24.04	9.67
	0.90	0.10	90	10	75.83	27.00	23.42	9.43
	0.85	0.15	85	15	73.81	26.33	22.80	9.18
	0.80	0.20	80	20	71.79	25.66	22.18	8.93
	0.75	0.25	75	25	69.77	24.99	21.56	8.68
	0.70	0.30	70	30	67.76	24.33	20.95	8.43
B/SD	0.95	0.05	95	5	78.10	27.78	24.14	9.71
	0.90	0.10	90	10	76.34	27.23	23.62	9.51
	0.85	0.15	85	15	74.58	26.67	23.10	9.30
	0.80	0.20	80	20	72.81	26.12	22.58	9.09
	0.75	0.25	75	25	71.05	25.57	22.06	8.88
	0.70	0.30	70	30	69.29	25.02	21.54	8.67
B/CL	0.95	0.05	95	5	77.91	27.63	24.00	9.66
	0.90	0.10	90	10	75.99	26.92	23.35	9.40
	0.85	0.15	85	15	74.03	26.22	22.69	9.14
	0.80	0.20	80	20	72.10	25.51	22.04	8.87
	0.75	0.25	75	25	70.13	24.81	21.39	8.61
	0.70	0.30	70	30	68.19	24.10	20.74	8.34
B/RFD	0.95	0.05	95	5	77.92	27.75	24.11	9.70
	0.90	0.10	90	10	75.98	27.16	23.56	9.49
	0.85	0.15	85	15	74.02	26.57	23.02	9.27
	0.80	0.20	80	20	72.09	25.99	22.48	9.05
	0.75	0.25	75	25	70.14	25.40	21.93	8.83
	0.70	0.30	70	30	68.20	24.82	21.39	8.61
Fuel blend ²	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	E (MW)	Q (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	54.53	20.07	17.00	6.84
L/RH	0.95	0.05	95	5	53.75	19.82	16.76	6.75
	0.90	0.10	90	10	53.00	19.56	16.53	6.65
	0.85	0.15	85	15	52.25	19.31	16.29	6.56
	0.80	0.20	80	20	51.50	19.05	16.06	6.46
	0.75	0.25	75	25	50.75	18.80	15.82	6.37
	0.70	0.30	70	30	50.00	18.54	15.59	6.27
L/SD	0.95	0.05	95	5	54.01	19.93	16.85	6.79
	0.90	0.10	90	10	53.51	19.79	16.73	6.73
	0.85	0.15	85	15	53.02	19.65	16.58	6.67
	0.80	0.20	80	20	52.52	19.51	16.44	6.62
	0.75	0.25	75	25	52.03	19.37	16.29	6.56
	0.70	0.30	70	30	51.53	19.23	16.18	6.51
L/CL	0.95	0.05	95	5	53.82	19.78	16.73	6.73
	0.90	0.10	90	10	53.14	19.49	16.47	6.63
	0.85	0.15	85	15	52.47	19.20	16.20	6.52
	0.80	0.20	80	20	51.79	18.90	15.94	6.41
	0.75	0.25	75	25	51.12	18.61	15.65	6.31
	0.70	0.30	70	30	50.44	18.32	15.39	6.19
L/RFD	0.95	0.05	95	5	53.83	19.90	16.85	6.78
	0.90	0.10	90	10	53.15	19.73	16.67	6.71
	0.85	0.15	85	15	52.48	19.55	16.53	6.65
	0.80	0.20	80	20	51.80	19.38	16.35	6.58
	0.75	0.25	75	25	51.13	19.21	16.20	6.52
	0.70	0.30	70	30	50.45	19.04	16.03	6.45

Gambar 2. 25 Pengaruh Co-firing Terhadap Kinerja Pembangkit dengan Laju Aliran Bahan Bakar Konstan (Kasus Pertama)

Fuel blend	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_s (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	79.86	28.30	24.65	9.92
B/RH	0.95	0.10	90.45	9.55	79.80	28.40	24.65	9.92
	0.90	0.20	81.77	18.23	79.80	28.49	24.65	9.92
	0.85	0.30	73.85	26.15	79.70	28.58	24.65	9.92
	0.80	0.40	66.59	33.41	79.70	28.66	24.65	9.92
	0.75	0.50	59.91	40.09	79.70	28.75	24.65	9.92
	0.70	0.60	53.76	46.24	79.70	28.84	24.65	9.92
B/SD	0.95	0.09	91.63	8.37	79.70	28.40	24.65	9.92
	0.90	0.17	83.84	16.16	79.60	28.48	24.65	9.92
	0.85	0.26	76.56	23.44	79.50	28.57	24.65	9.92
	0.80	0.35	69.74	30.26	79.30	28.65	24.65	9.92
	0.75	0.43	63.36	36.64	79.20	28.73	24.65	9.92
	0.70	0.52	57.35	42.65	79.10	28.81	24.65	9.92
B/CL	0.95	0.11	89.97	10.03	80.20	28.41	24.65	9.92
	0.90	0.21	80.95	19.05	80.50	28.50	24.65	9.92
	0.85	0.32	72.79	27.21	80.90	28.59	24.65	9.92
	0.80	0.42	65.37	34.63	81.20	28.68	24.65	9.92
	0.75	0.53	58.60	41.40	81.60	28.78	24.65	9.92
	0.70	0.64	52.40	47.60	82.00	28.87	24.65	9.92
B/RFD	0.95	0.09	91.38	8.62	79.50	28.39	24.65	9.92
	0.90	0.18	83.40	16.60	79.20	28.46	24.65	9.92
	0.85	0.27	75.97	24.03	78.90	28.54	24.65	9.92
	0.80	0.36	69.05	30.95	78.60	28.61	24.65	9.92
	0.75	0.45	62.59	37.41	78.20	28.68	24.65	9.92
	0.70	0.54	56.55	43.45	77.90	28.76	24.65	9.92

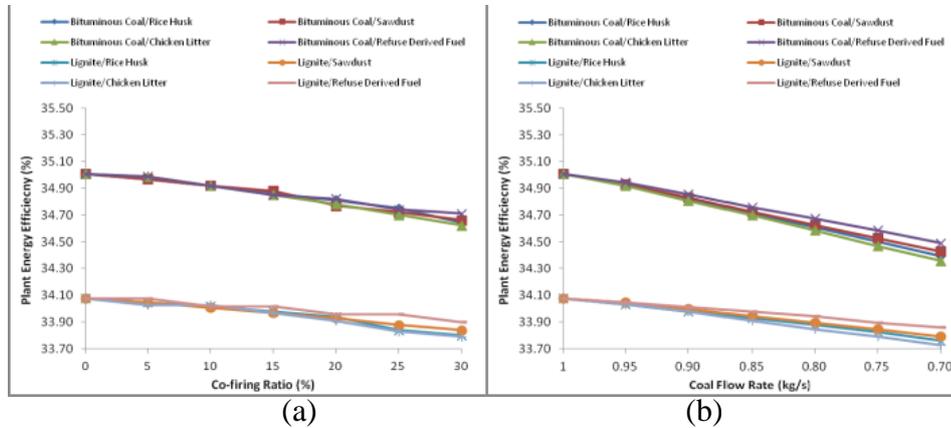
Fuel blend	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_s (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	54.53	20.07	17.00	6.84
L/RH	0.95	0.07	93.27	6.73	54.51	20.10	17.00	6.84
	0.90	0.14	86.74	13.26	54.49	20.13	17.00	6.84
	0.85	0.21	80.44	19.56	54.48	20.16	17.00	6.84
	0.80	0.28	74.36	25.64	54.47	20.19	17.00	6.84
	0.75	0.34	68.50	31.50	54.46	20.22	17.00	6.84
	0.70	0.41	62.84	37.16	54.45	20.26	17.00	6.84
L/SD	0.95	0.06	94.12	5.88	54.42	20.09	17.00	6.84
	0.90	0.12	88.31	11.69	54.36	20.12	17.00	6.84
	0.85	0.18	82.62	17.38	54.30	20.15	17.00	6.84
	0.80	0.24	77.03	22.97	54.25	20.18	17.00	6.84
	0.75	0.30	71.54	28.46	54.19	20.21	17.00	6.84
	0.70	0.36	66.16	33.84	54.13	20.24	17.00	6.84
L/CL	0.95	0.07	92.92	7.08	54.74	20.10	17.00	6.84
	0.90	0.15	86.10	13.90	55.01	20.13	17.00	6.84
	0.85	0.22	79.57	20.43	55.28	20.17	17.00	6.84
	0.80	0.29	73.31	26.69	55.54	20.21	17.00	6.84
	0.75	0.36	67.32	32.68	55.81	20.24	17.00	6.84
	0.70	0.44	61.56	38.44	56.08	20.28	17.00	6.84
L/RFD	0.95	0.06	93.95	6.05	54.29	20.09	17.00	6.84
	0.90	0.12	87.99	12.01	54.09	20.11	17.00	6.84
	0.85	0.18	82.16	17.84	53.89	20.13	17.00	6.84
	0.80	0.25	76.46	23.54	53.70	20.15	17.00	6.84
	0.75	0.31	70.89	29.11	53.50	20.18	17.00	6.84
	0.70	0.37	65.44	34.56	53.30	20.20	17.00	6.84

Gambar 2. 26 Pengaruh Co-firing Terhadap Kinerja Pembangkit dengan Input Kalor yang Konstan (Kasus Kedua)



Gambar 2. 27 Pengaruh *Co-firing* Terhadap Efisiensi *Boiler* Berdasarkan (a) Laju Aliran Bahan Bakar Konstan, dan (b) Input Panas Konstan

Hasil pada tabel menunjukkan bahwa penambahan biomassa ke dalam campuran bahan bakar menurunkan *input* energi dan laju aliran udara ke pembangkit ketika laju aliran bahan bakar konstan. Parameter *output* (panas yang dihasilkan dalam *boiler* dan output kerja bersih) juga menurun dengan *co-firing* karena adanya penurunan pada parameter *input*.



Gambar 2. 28 Pengaruh *Co-firing* Terhadap Efisiensi Pembangkit Secara Keseluruhan Berdasarkan (a) Laju Aliran Bahan Bakar Konstan, dan (b) *Input* Panas Konstan

Dari grafik di atas, terlihat kemiripan antara tren pada efisiensi pembangkit secara keseluruhan dengan tren pada efisiensi *boiler*. Pada laju aliran bahan bakar tetap, efisiensi pembangkit menurun dari 35,02% menjadi 34,65%, 34,66%, 34,61%, dan 34,69% untuk campuran batu bara *bituminus*/sekam padi, batu bara *bituminus*/serbuk gergaji, batu bara *bituminus*/kotoran ayam, dan bahan bakar turunan batu bara/*refuse bituminous* masing-masing ketika rasio *co firing* meningkat dari 0% menjadi 30%. Demikian pula, efisiensi pembangkit menurun dari 34,08% untuk *base coal* menjadi 33,82%, 33,85%, 33,79%, dan 33,88% masing-masing untuk campuran *lignite*/sekam padi, *lignite*/serbuk gergaji, *lignite*/kotoran ayam, dan *lignite*/bahan bakar turunan batu bara, pada rasio *co firing* 30%.

Penurunan efisiensi lebih besar dalam kasus kedua, dimana *input* panas tetap ke siklus uap daripada dalam kasus laju aliran bahan bakar tetap. Pada *coal feed rate* sebesar 0,70 kg/s, efisiensi *boiler* menurun menjadi 34,40%, 34,43%, 34,35%, dan 34,49% masing-masing untuk campuran batu bara *bituminus*/sekam padi, batu bara *bituminus*/serbuk gergaji, batu bara *bituminus*/kotoran ayam, batu bara/bahan bakar turunan batu bara. Demikian juga pada efisiensi pembangkit yang menurun menjadi 33,76%, 33,79%, 33,73%, dan 33,86% untuk campuran bahan bakar *lignite*/sekam padi, *lignite*/serbuk gergaji, *lignite*/kotoran ayam, dan *lignite*/ bahan bakar turunan batu bara, saat laju aliran batu bara menurun menjadi 0,70 kg/s.

2.10.3 Penelitian dengan Judul “Simulasi *Cycle-Tempo* Pengaruh Rasio *Co-Firing* dengan Jenis Biomassa Terhadap Performa PLTU 710 MW” oleh Dicson Samuel Sirait

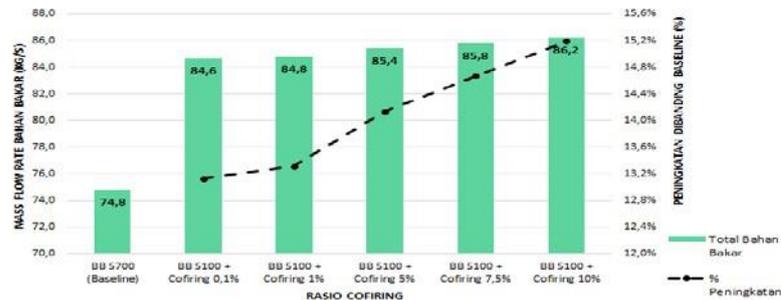
Penelitian ini bertujuan untuk membuat permodelan pembangkit listrik subcritical dan meneliti pengaruh rasio *co-firing*, salah satu jenis biomassa yang di gunakan adalah serbuk gergaji terhadap perform from pltu 710 MW.

Berikut komposisi penyusun bahan bakar yang dipakai pada penelitian ini.

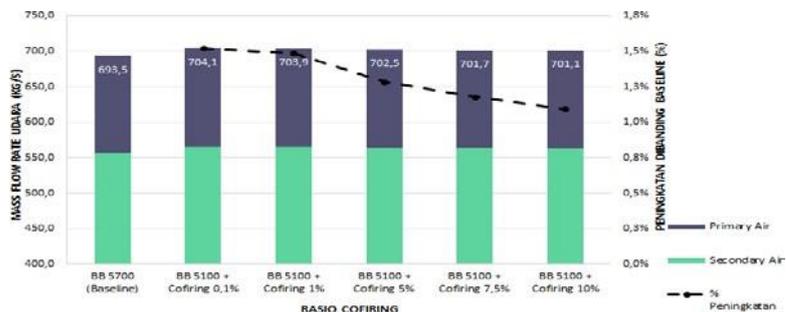
Tabel 2. 4 Komposisi penyusun bahan bakar

	Baseli ne BB 5710 kcal/ kg	Co- firing 0,1% SG	Co- firing 1% SG	Co- firing 5% SG	Co- firing 7,5% SG	Co- firing 10% SG
Proximate Analysis						
Total Moisture	16,9	22,52	22,69	23,45	23,92	24,4
Ash Content	6,08	5,99	5,96	5,8	5,7	5,6
Volatile Matter	36,06	35,07	35,17	35,62	35,9	36,18
Fixed Carbon	40,96	36,42	36,18	35,12	34,46	33,8
Total Sulfur	0,43	0,46	0,46	0,45	0,44	0,43
Ultimate Analysis						
Karbon	59,98	54,32	54,08	53,03	52,37	51,71
Hydrogen	4,08	3,72	3,71	3,69	3,68	3,66
Nitrogen	1,29	1,14	1,13	1,09	1,07	1,05
Oksigen	11,24	11,88	12	12,52	12,84	13,16
Sulfur	0,43	0,46	0,46	0,45	0,44	0,43
Moisture	16,9	22,52	22,69	23,49	23,92	24,4
Ash	6,08	5,99	5,96	5,8	5,7	5,6
HHV (kj/kg)	23890	21328	21237	20835	20583	20331
LHV (kj/kg)	22588	19968	19874	19458	19197	18937

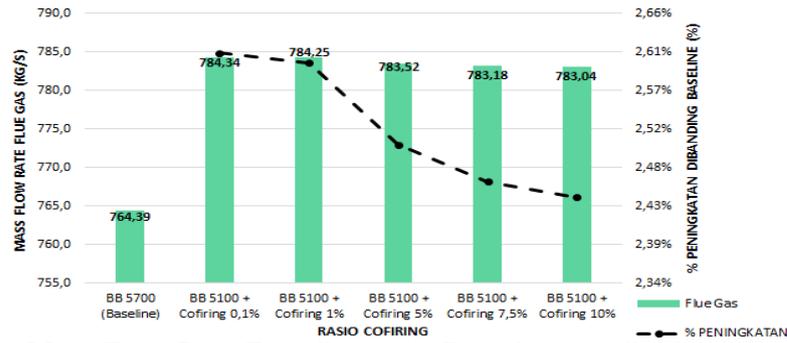
Adapun hasil analisis simulasi yang dijalankan yaitu *mass flow rate* bahan bakar, *flue gas* udara.



Gambar 2. 29 Mass Flow Rate Bahan Bakar pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit



Gambar 2. 30 Mass Flow Rate Udara pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit



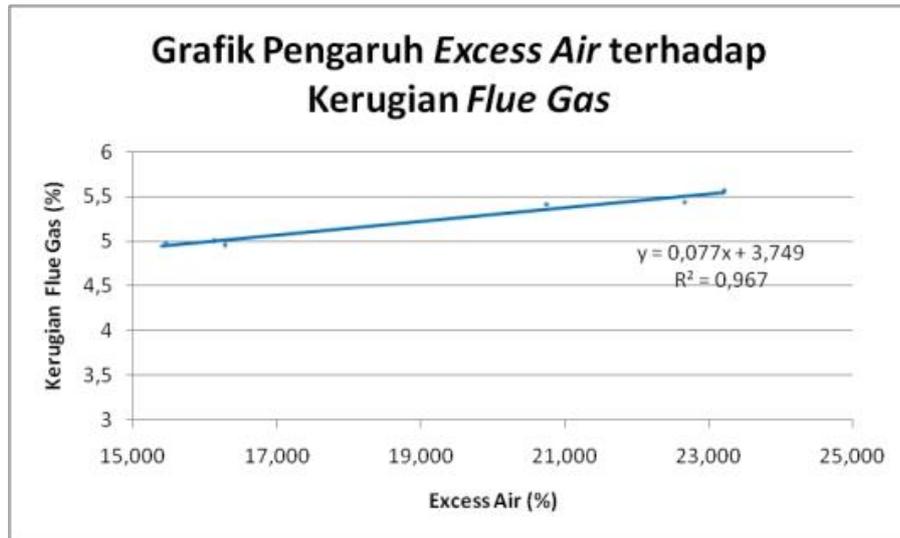
Gambar 2. 31 Mass Flow Rate Flue Gas pada Baseline dan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit

Peningkatan *mass flow rate* bahan bakar pada variasi rasio *co-firing* disebabkan karena untuk mencapai nilai kebutuhan kalor konstan, dibutuhkan *mass flow rate* bahan bakar meningkat sebagai konsekuensi dari penurunan nilai LHV bahan bakar. Sementara itu, penurunan pada *mass flow rate* udara pembakaran pada peningkatan rasio *co-firing* disebabkan karena penurunan *Air Fuel Ratio* (AFR) yang lebih besar dibandingkan peningkatan *mass flow rate* bahan bakar. Penurunan AFR disebabkan karena kandungan karbon dan sulfur pada biomassa cangkang kelapa sawit yang rendah dan oksigen pada biomassa cangkang kelapa sawit yang lebih tinggi dibandingkan pada batu bara 5100 kcal/kg. Kondisi ini juga berlaku pada *primary air* dan *secondary air* akibat dari rasio *primary air* dan *secondary air* konstan sebesar 1:4,08. Pada *mass flow rate flue gas*, besar *mass flow rate flue gas* bergantung pada *mass flow rate* bahan bakar dan *mass flow rate* udara. Semakin besar *mass flow rate* bahan bakar dan udara, maka semakin besar *mass flow rate flue gas*. Penurunan *mass flow rate flue gas* pada peningkatan rasio *co-firing* cangkang kelapa sawit terjadi karena penurunan *mass flow rate* udara yang lebih besar dibandingkan peningkatan *mass flow rate* bahan bakar.

Kesimpulan dari penelitian yang dilakukan oleh Dicson Samuel Sirait adalah peningkatan rasio *co-firing* akan meningkatkan daya pemakaian sendiri. Selain itu, peningkatan rasio *co-firing* juga akan meningkatkan NPHR dan akan menurunkan efisiensi neto.

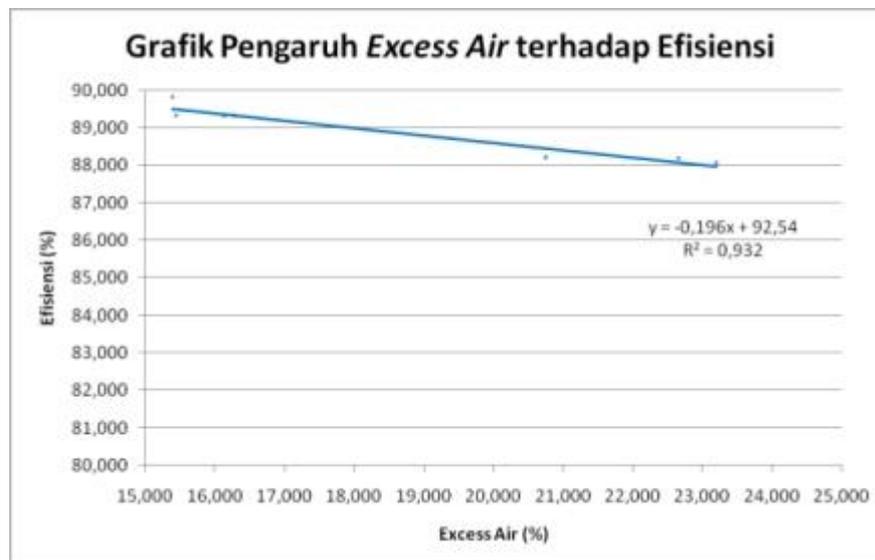
2.10.4 Penelitian dengan Judul “Pengaruh Excess Air Terhadap Flue Gas di PLTU Tanjung Jati B Unit 2” oleh Teguh Harijono Mulud dan Wahyono

Penelitian ini dilakukan oleh Teguh Harijono dan Wahyono untuk mengetahui pengaruh *excess air* terhadap kerugian *flue gas* dan pengaruh *excess air* terhadap kuantitas produk *flue gas* yang dihasilkan. Sehingga dapat diketahui pengaruh pasokan *excess air* terhadap nilai efisiensi *boiler* yang dihasilkan.



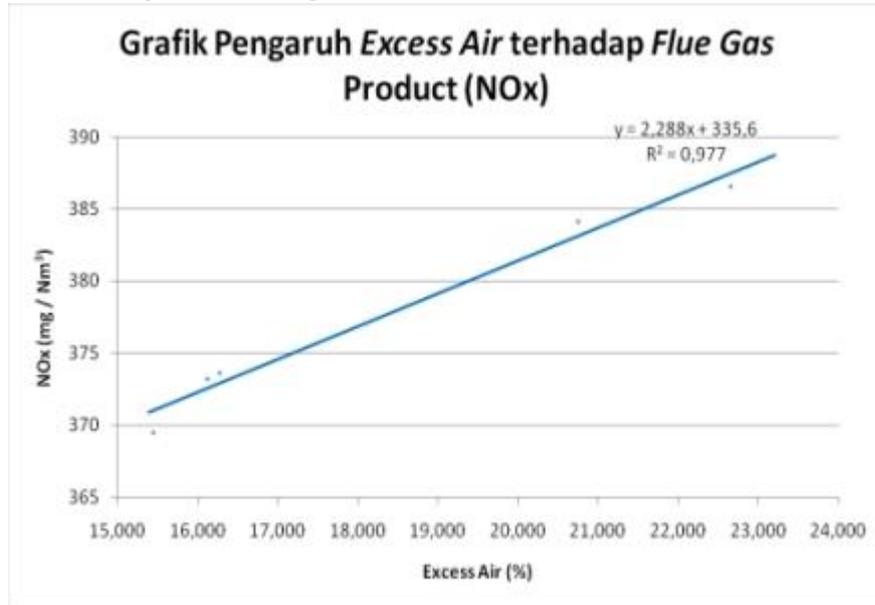
Gambar 2. 32 Grafik Pengaruh *Excess Air* terhadap Kerugian *Flue Gas*

Grafik di atas merupakan grafik pengaruh *excess air* terhadap kerugian *flue gas*. Berdasarkan grafik, dapat diketahui bahwa semakin banyak pasokan *excess air* dalam pembakaran, maka kerugian yang dihasilkan akan semakin besar. Kerugian *flue gas* merupakan kerugian yang memiliki nilai terbesar daripada kerugian-kerugian lainnya. Semakin banyak pasokan *excess air* ternyata berdampak pada penurunan efisiensi *boiler*. Jika pasokan *excess air* semakin besar, maka nilai efisiensi yang dihasilkan semakin menurun.

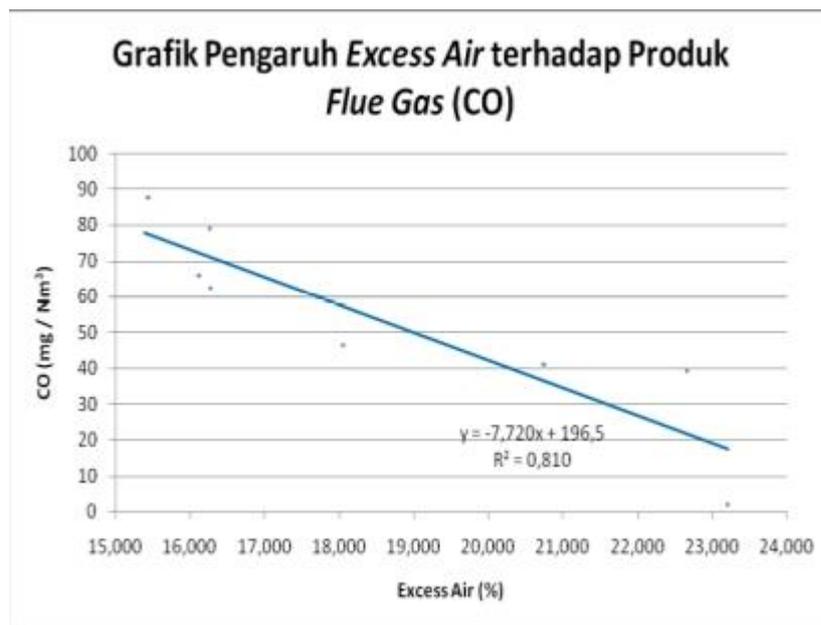


Gambar 2. 33 Pengaruh *Excess Air* terhadap Efisiensi

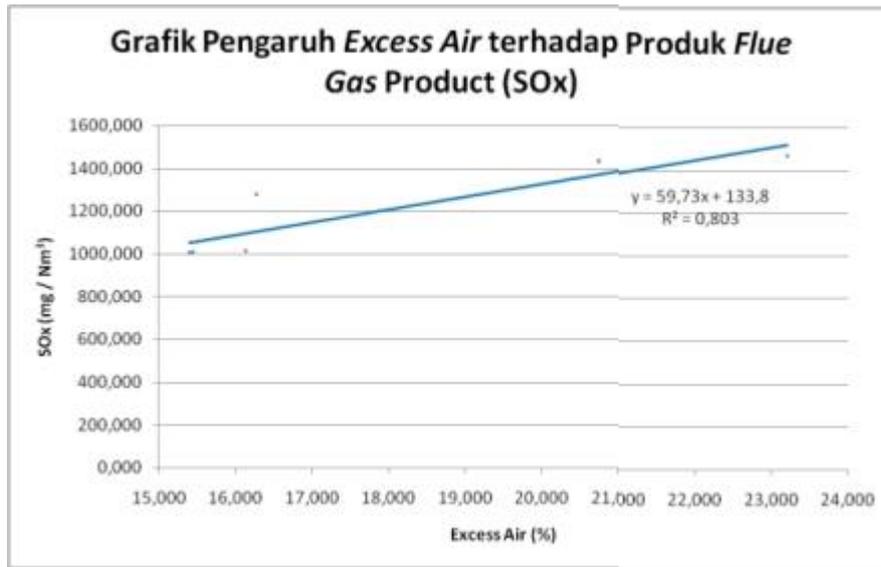
Sementara itu, pengaruh excess air terhadap kuantitas produk flue gas yang berupa CO, CO₂, Sox dan NOx disajikan dalam grafik berikut.



Gambar 2. 34 Grafik Pengaruh *Excess Air* terhadap Produk *Flue Gas* (NOx)

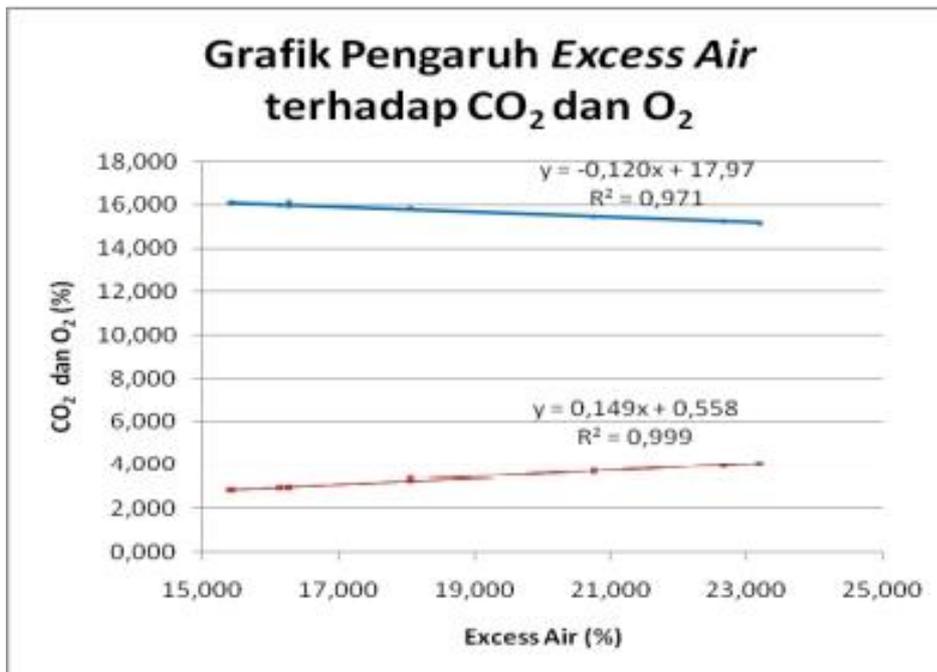


Gambar 2. 35 Grafik Pengaruh *Excess Air* terhadap Produk *Flue Gas* (CO)



Gambar 2. 36 Grafik Pengaruh *Excess Air* terhadap Produk Flue Gas (Sox)

Berdasarkan grafik pengaruh *Excess Air* terhadap produk flue gas CO, menunjukkan bahwa pengaruh yang ditimbulkan dari penambahan *excess air* adalah semakin menurunnya CO. Pada hasil CO yang menurun, ini mengindikasikan bahwa reaksi unsur karbon yang terjadi dalam pembakaran berlangsung dengan baik, sehingga potensi kerugian karbon yang tidak dapat terbakar dapat diminimalisir, akibat dari penambahan sejumlah nilai *excess air*. Namun, produk flue gas berupa SOx dan NOx terhadap penambahan pasokan *excess air* memiliki persamaan positif. Hal ini berarti semakin banyak pasokan *excess air*, semakin tinggi hasil dari SOx dan NOx.



Gambar 2. 37 Pengaruh Excess Air terhadap O2 dan CO2

Berdasarkan grafik pengaruh Excess air terhadap O2 dan CO2, kuantitas produk flue gas CO2 yang terbentuk bergantung pada reaksi oksidasi yang terjadi. Ketika digunakan pasokan O2 content yang besar, maka jumlah CO2 dapat diminimalisir dan presentasi jumlahnya mengecil. Gas CO2 yang terbentuk mengindikasikan bahwa unsur kimia karbon pada batubara dapat teroksidasi dengan baik.

2.10.5 Penelitian dengan Judul “Pengaruh Excess Air Terhadap Efisiensi Pembakaran Boiler Jenis Pulverizer Coal 230 T/H” oleh Wildan Muholad, Muhammad Hasbi, dan Nanang Endriatno

Penelitian ini menjelaskan mengenai *excess air* yang dapat berpengaruh terhadap efisiensi boiler. Semakin besar *excess air*, maka efisiensi akan semakin turun. Begitu juga sebaliknya apabila *excess air* dibuat minim maka efisiensi semakin naik. Hal ini bisa terjadi dikarenakan suplai udara yang berkurang, sehingga panas yang ada tidak terlalu cepat terbuang ke *stack*. Dalam artian panas yang ada dapat dimanfaatkan lebih lama di dalam *furnace* untuk memanaskan air. Sehingga dimungkinkan pemakaian batubara akan berkurang. Dalam penelitian ini juga dijelaskan bahwa kekurangan *excess air* akan mengakibatkan kebutuhan bahan bakar menjadi lebih banyak. Hal ini disebabkan karena pada kondisi ini bahan bakar sulit terbakar sempurna sehingga untuk menghasilkan keluaran daya yang sama dibutuhkan bahan bakar yang lebih banyak. Hal ini juga terjadi pada *excess air* yang terlalu banyak. *Excess air* yang terlalu banyak akan menaikkan konsumsi bahan bakar, untuk memanaskan udara lebih yang memang jumlahnya meningkat.

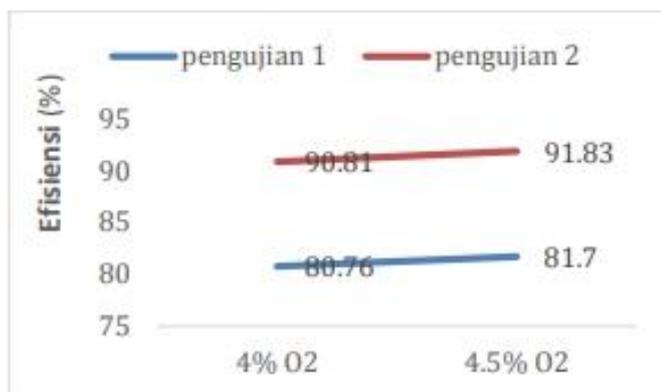
Sedangkan *boiler* dengan jenis bahan bakar lain yakni *gas excess oxygen* juga berpengaruh terhadap efisiensi *boiler*. Di sisi lain dengan menurunkan *excess air*, otomatis akan mengurangi kerja dari *Forced Draft Fan* yang mana berfungsi untuk mensuplai udara sekunder untuk proses pembakaran di dalam ruang bakar. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh *excess air* terhadap efisiensi serta pengaruhnya terhadap penggunaan daya pada motor *fan* yang bekerja di *boiler*.

Setelah dilakukan perhitungan efisiensi boiler dengan metode langsung dan perhitungan daya listrik dari data masing-masing pengujian. Maka didapatkan data seperti yang tertera pada tabel di bawah ini.

Tabel 2. 5 Data Perhitungan Efisiensi

Parameter	4% O2	4,5% O2
pengujian 1	80.76%	81.7%
pengujian 2	90.81%	91.83%

Dari tabel diatas dapat dilihat data hasil perhitungan efisiensi dari pengujian 1 dan 2 saat nilai oksigen 4% dan 4.5%. Efisiensi dari pengujian keduanya sama-sama menunjukkan peningkatan saat nilai oksigen pada *flue gas* dinaikan dari 4% menjadi 4,5%. Saat pengujian 1 didapat efisiensi sebesar 80,76% pada 4% oksigen dan efisiensi meningkat menjadi 81,7% pada 4,5%. Hal ini berlaku juga pada pengujian 2, yakni didapat efisiensi 90,81% pada 4% oksigen dan efisiensi meningkat menjadi 91,83 pada 4,5% oksigen. Dari data tabel diatas bila dibuat grafik akan seperti Gambar di bawah ini.



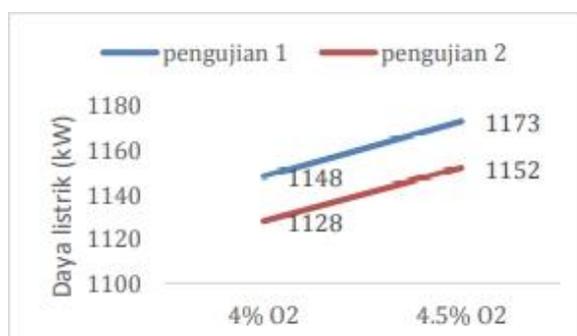
Gambar 2. 38 Grafik Efisiensi Pengujian 1 dan Pengujian 2

Setelah dilakukan perhitungan daya dari tiap-tiap fan, dan hasil dari perhitungan daya tiap fan tersebut dijumlahkan, maka akan dilihat adanya perbedaan yang cukup besar antara oksigen 4% dan 4,5% pada masing-masing pengujian yang telah dilakukan. Hasil perhitungan ditampilkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 2. 6 Data Hasil Perhitungan Efisiensi

Parameter	4% O2	4,5% O2
Pengujian 1 (kilowatt)	1148	1173
Pengujian 2 (kilowatt)	1128	1152

Dari data tabel diatas, maka didapat data pada pengujian 1 konsumsi daya meningkat saat nilai O2 pada *flue gas* 4% dari 1148537.21 watt menjadi 1173760.932 watt pada nilai 4,5% O2 pada *flue gas*, atau jika dihitung selisihnya sebesar 25223,72245 watt = 25,223 Kw. Pada pengujian 2 daya total dari *fan-fan* yang bekerja juga meningkat dari 1257350,85 watt menjadi 1284013,794 watt, atau jika dihitung selisihnya sebesar 23949,73778 watt = 23,949 Kw. Dari data tersebut jika dibuat grafik akan terlihat pada Gambar di bawah ini



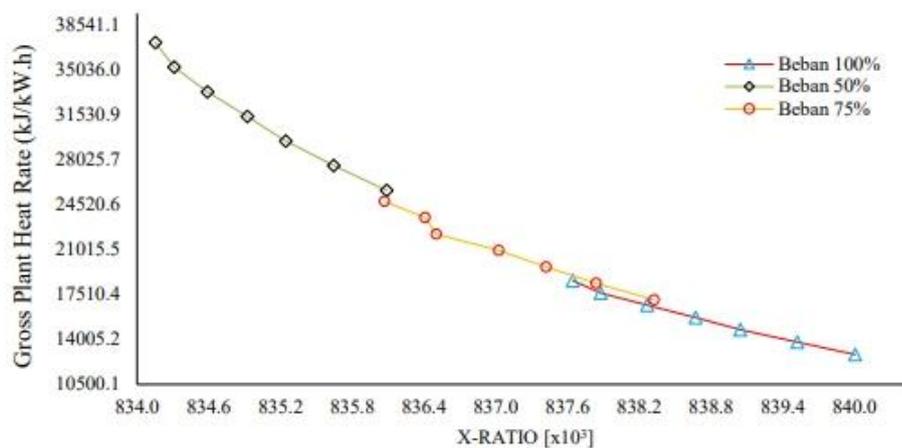
Gambar 2. 39 Grafik Efisiensi Pengujian 1 dan Pengujian 2

Kesimpulan dari penelitian ini adalah dengan menaikkan nilai oksigen dengan range tertentu akan meningkatkan efisiensi boiler, tapi di sisi lain hal ini juga akan mempengaruhi konsumsi daya listrik karena kerja dari fan juga meningkat untuk mensuplai udara yang dibutuhkan.

2.10.6 Penelitian dengan Judul “Pengaruh X-Ratio Air Preheater Terhadap Performa PLTU Kapasitas 2x12,5 MW Pada Variasi Beban Turbin 50%, 75%, dan 100% Dengan Menggunakan Software Cycle Tempo” oleh Romi Djafar

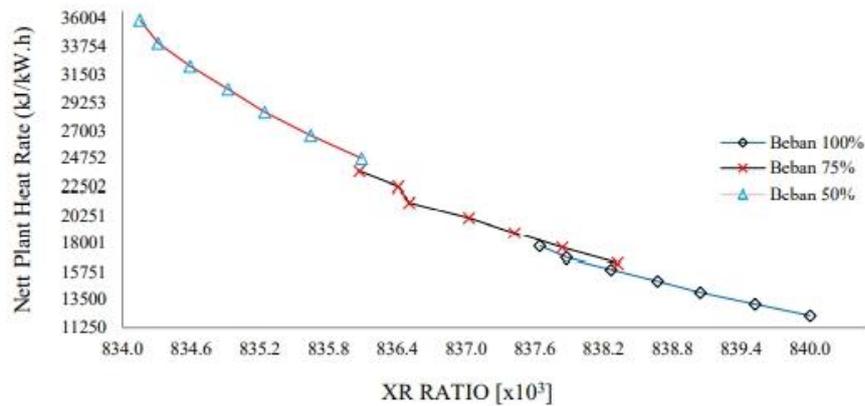
Penelitian ini dilakukan oleh Romi Djafar untuk mengetahui pengaruh x-ratio terhadap performa PLTU pada variasi beban turbin 50%, 75%, dan 100%. Analisis nilai x-ratio pada *air preheater* dapat ditentukan dengan terlebih dahulu memvariasi udara aktual atau rasio ekuivalen pembakaran bahan bakar. Adapun variasi rasio ekuivalen yang digunakan yaitu 1,0, 1,075, 1,15, 1,225, 1,30, 1,375 dan 1,45. Untuk pemodelan system PLTU nya sendiri menggunakan *software cycle-tempo*.

Berikut adalah hasil analisis pengaruh x-rasio terhadap *Gross Plant Heat Rate* (GPHR). Hasil data dari analisis *Excess Air* menunjukkan bahwa penambahan jumlah massa EA menjadi lebih tinggi, menyebabkan nilai x-rasio menjadi rendah. Dengan demikian, penurunan nilai XR akan mengakibatkan penurunan efisiensi boiler. Pada saat efisiensi boiler menurun, maka jumlah *heat rate* yang terjadi pada sistem mengalami peningkatan. Analisis hubungan nilai XR terhadap *gross plant heat rate* (GPHR) ditunjukkan pada gambar 2.41 berikut.



Gambar 2. 40 Pengaruh X-Ratio *Air Preheater* terhadap GPHR

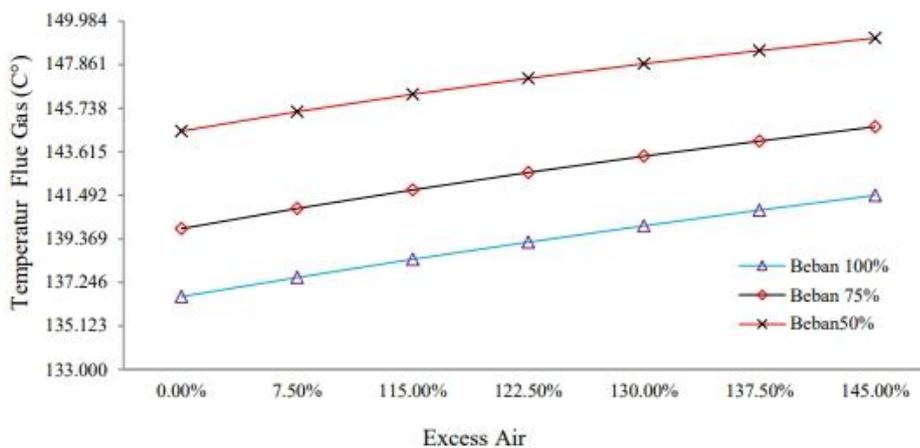
Berikut adalah hasil analisis pengaruh x-rasio terhadap NPHR. Dapat dikatakan bahwa rasio ekuivalen memiliki nilai berbanding terbalik dengan nilai x-rasio. Sedangkan x-ratio semakin meningkat maka dihasilkan NPHR yang semakin rendah pada beban 100%. NPHR yang tertinggi dimiliki oleh beban turbin 50%. Ketika ditinjau dari persentase perubahan penurunan yaitu semakin menurun NPHR, maka perubahannya terjadi penurunan. Hal ini dapat diketahui dari nilai perubahan beban turbin 100% yaitu NPHR yang tinggi, maka persentase perubahan yang dihasilkan sebesar -5,16%. Sedangkan NPHR yang terendah menghasilkan persentase perubahan sebesar -7,00% pada beban turbin yang sama. Berikut merupakan grafik pengaruh x-rasio *air preheater* terhadap NPHR.



Gambar 2. 41 Pengaruh X-rasio *air preheater* terhadap NPHR

Pada umumnya, jumlah *excess air* yang dibutuhkan untuk pembakaran bergantung pada jenis bahan bakar dan tipe alat pembakar (*coal firing system*) yang digunakan. Pada kondisi aktual efisiensi pembakaran akan meningkat dengan adanya peningkatan jumlah *excess air* hingga mencapai pada nilai tertentu. Namun, semakin tinggi jumlah *excess air* yang masuk ke ruang bakar, maka semakin tinggi panas hasil pembakaran yang terbawa oleh udara sisa.

Hasil analisis udara aktual untuk pembakaran 1 kg bahan bakar secara sempurna dengan jumlah sebesar 7,5% *excess air* dihasilkan jumlah udara aktual sebesar 5,934 kg/kg coal atau rasio ekuivalen (\emptyset) sebesar 1,075. Dari hasil analisis udara pembakaran menunjukkan bahwa jumlah suplai udara aktual akan mempengaruhi nilai XR pada *air preheater*. Hal ini dapat diketahui dari jumlah massa udara atau massa gas dalam kondisi tidak setimbang pada *air preheater*, maka nilai XR mengalami penurunan. Sehingga penurunan nilai x-ratio mengakibatkan peningkatan temperatur pada buang gas. Oleh karena itu, jumlah *excess air* merupakan parameter penting yang dapat mengubah nilai XR dan sekaligus berdampak penurunan efisiensi *boiler* dari sistem PLTU. Pengaruh suplai *excess air* terhadap temperatur *flue gas* ditunjukkan pada Gambar sebagai berikut.

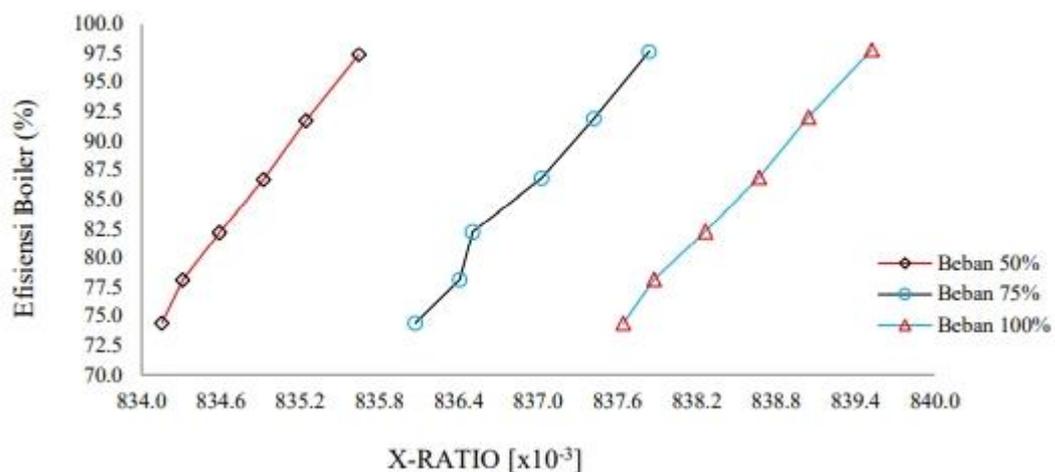


Gambar 2. 42 Pengaruh *Excess Air* Terhadap Temperatur *Flue Gas*

Hasil analisis perhubungan *excess air* dan temperatur *flue gas* pada studi ini, menunjukkan hasil yang relevan terhadap penelitian sebelumnya. (Ghritlahre Harish dkk., 2014) yaitu tren grafik temperatur *flue gas* terjadi peningkatan seiring penambahan jumlah dari *excess air* sampai dengan nilai tertentu. Namun, perbedaan hasil penelitian terletak pada parameter input dan perubahan beban turbin yang digunakan. Oleh karena itu, sebagai kesimpulan bahwa jumlah kebutuhan *excess air* dipengaruhi oleh tipe bahan bakar dan jenis alat pembakar (*firing system*) pada boiler. Semakin besar jumlah *excess air* yang digunakan, maka peningkatan temperatur akan terjadi pada *flue gas*.

Mengenai hubungan X-Rasio terhadap efisiensi *boiler* adalah performa *boiler* dapat diamati dari indikator efisiensi dan rasio evaporasi yang berkurang seiring dengan berjalan waktu operasi. Penurunan performa boiler disebabkan beberapa faktor diantaranya yaitu pembakaran yang kurang sempurna, proses perpindahan panas yang kurang maksimal pemeliharaan yang kurang menjadi prioritas. Selain itu, penyebab penurunan efisiensi *boiler* karena penurunan kualitas bahan bakar dan kualitas air yang digunakan. Dalam konteks proses pembakaran bahan bakar, maka faktor *excess air* menjadi yang paling penting mempengaruhi efisiensi boiler. Boiler akan memiliki unjuk kerja yang efisien ketika *excess air* yang diperlukan pada pembakaran hanya sedikit lebih tinggi dari udara minimum.

Beranjak dari studi yang telah dilakukan menunjukkan bahwa nilai XR dapat mempengaruhi efisiensi *boiler* dengan cara mengontrol udara pada proses pembakaran. Variasi jumlah *excess air* yang digunakan adalah 0%-45% atau rasio ekuivalen antara 1-1,45. Dengan demikian, jumlah *excess air* yang ditetapkan berada pada range yang tidak sama dengan standar *excess air* pada *pulverized coal partially water cooled* sebesar 15%-40%. Tujuan dari penentuan jumlah udara maksimum berbeda dengan standar yang ada yaitu untuk mengamati efisiensi *boiler* yang mungkin dapat dicapai berdasarkan rekomendasi data desain. Dengan demikian, efisiensi *boiler* maksimum dapat tercapai dengan cara mengontrol udara aktual yang diperlukan pada pada proses pembakaran. Sehingga *x-ratio* dapat ditentukan pada kondisi desain. Hubungan XR dan efisiensi *boiler* ditunjukkan pada Gambar sebagai berikut.



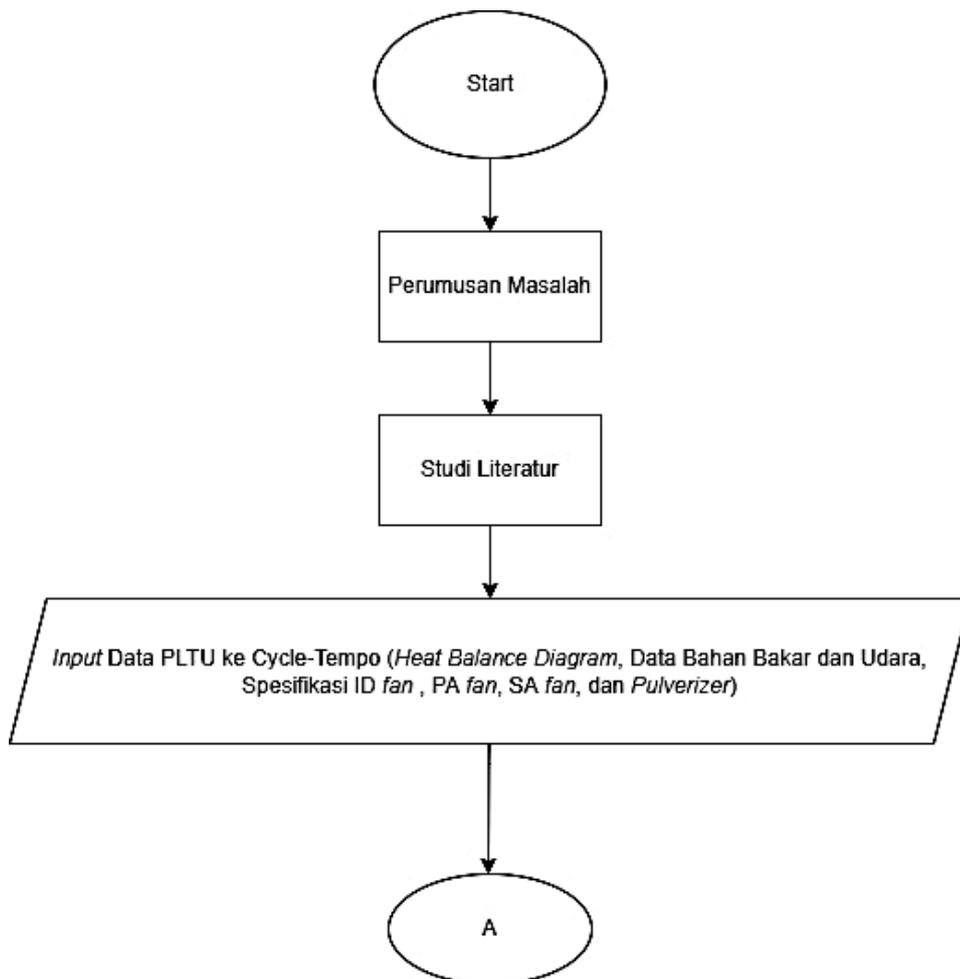
Gambar 2. 43 Hubungan X-Rasio terhadap Efisiensi *Boiler* dan Daya Turbin

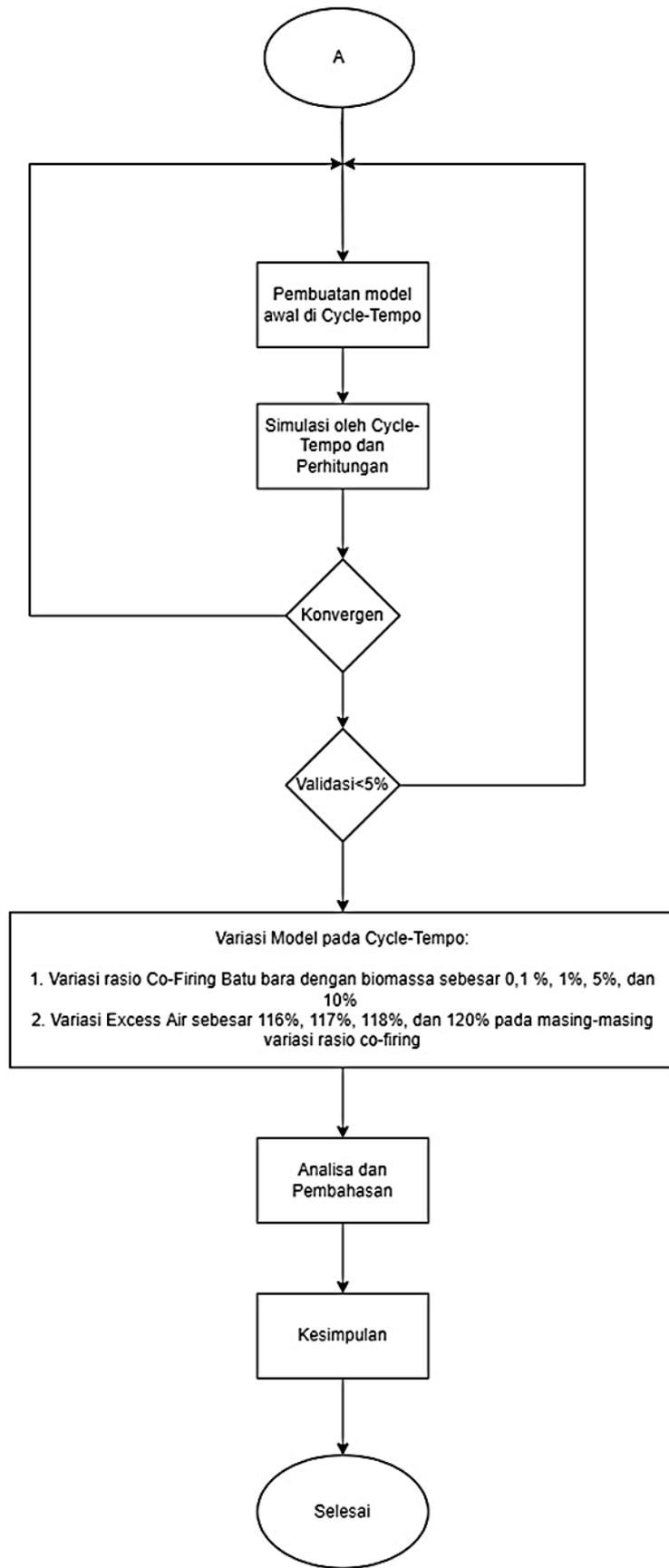
BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini, dilakukan beberapa tahapan dalam menunjang proses analisis secara keseluruhan Tugas Akhir. Tahap pertama dilakukan identifikasi masalah meliputi proses mencari permasalahan yang dapat dibahas dalam tugas akhir dan hal yang menjadi latar belakang tugas akhir ini dilakukan. Selanjutnya dilakukan studi literatur pada beberapa sumber berupa buku, jurnal ataupun tugas akhir terdahulu yang berkaitan dengan topik penelitian ini. Tahap simulasi diawali dengan pemodelan sistem pembangkit pada *software cycle tempo*. Setelah dilakukan pemodelan, siklus pembangkit akan divalidasi sesuai data yang diberikan. Tahapan validasi yaitu melihat kesesuaian beberapa titik *temperature*, tekanan, *enthalpy*, dan *mass flow* antara pemodelan di *software* dengan data pembangkit. Setelah validasi selesai, penelitian dilanjutkan dengan melakukan variasi bahan bakar pada *software cycle tempo* untuk pengambilan data dan juga variasi excess air yang nantinya akan mempengaruhi perhitungan dari data.

3.2 Flowchart Penelitian





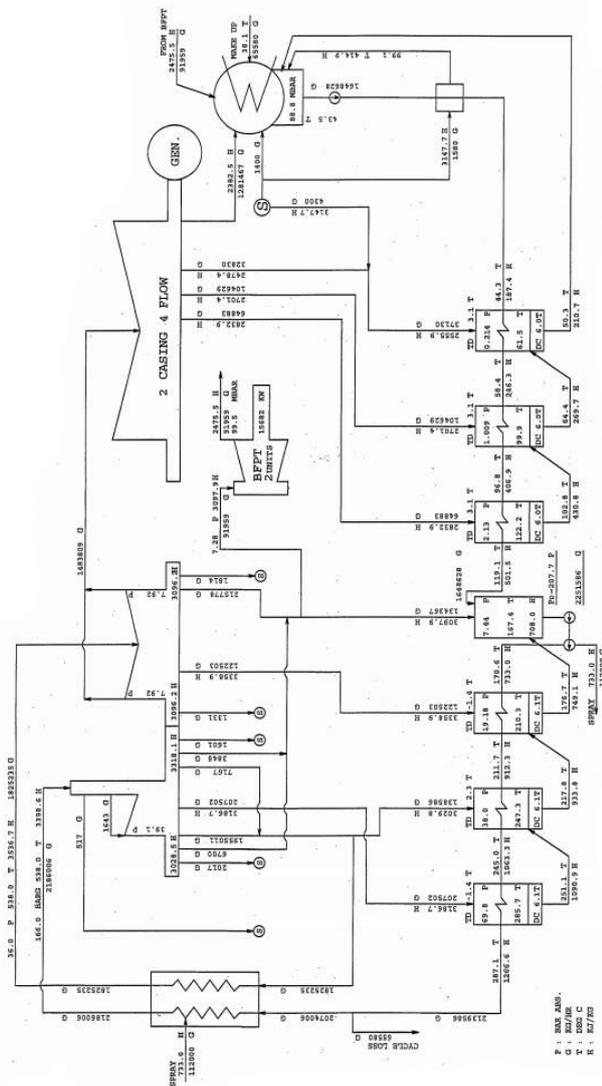
Gambar 3. 1 *Flowchart* Penelitian

3.3 Studi Literatur

Pada tahap ini dilakukan kajian mengenai dasar teori yang digunakan pada penelitian kali ini. Studi literatur yang dilakukan diantaranya meliputi komponen pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) meliputi *boiler*, *steam turbine*, pompa, *condenser*, *ID fan*, *PA fan*, *FD fan*, *low pressure heater*, *high pressure heater* dan *air heater*. Kemudian proses perhitungan *co-firing* biomassa dengan batubara, proses perhitungan efisiensi pembangkit, dan pemodelan pada *software cycle tempo*. Selain itu, dilakukan juga beberapa kajian literatur pada jurnal nasional maupun internasional mengenai proses *co-firing* dan pemodelan menggunakan *software cycle tempo*.

3.4 Pengumpulan Data

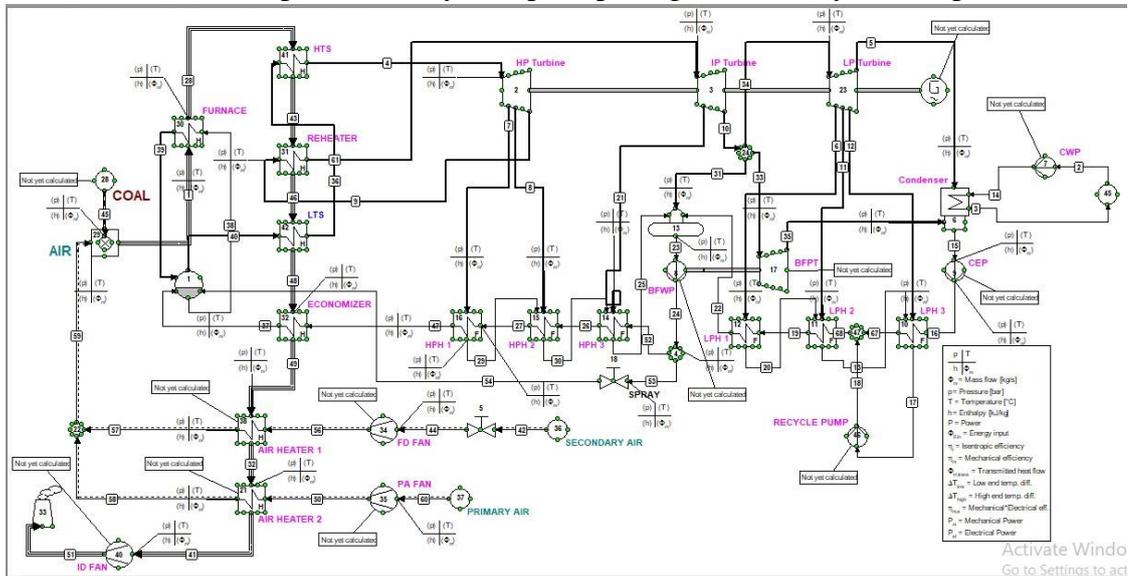
Objek dalam penelitian ini adalah salah satu PLTU yang ada di pulau Jawa dengan kapasitas 600 MW. Berdasarkan data heat balance diagram yang ada, model dibuat dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0*. Pada Gambar 3.3. Berikut data heat balance pembangkit listrik tersebut:



Gambar 3. 2 Heat Balance Diagram PLTU Kapasitas 600 MW

3.5 Pemodelan Sistem pada Cycle Tempo

Berikut adalah pemodelan system pada perangkat lunak Cycle Tempo :



Gambar 3. 3 Model Sistem pada Cycle Tempo

Berikut ini adalah data *input* pemodelan sistem pembangkit pada *cycle tempo* menggunakan bahan bakar batubara dengan nilai HHV 5710 kCal/kg.

Tabel 3. 1 Parameter *Input*

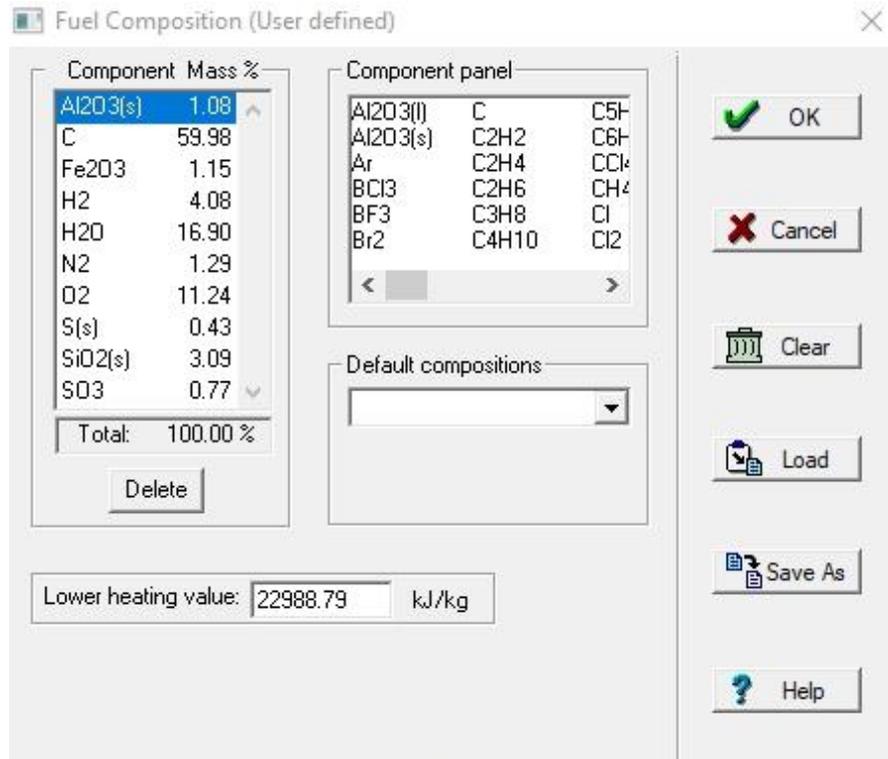
APPARATUS	PARAMETER	VALUE	UNIT
Coal	POUT	1.01325	Bar
	TOUT	29	Celcius
Combustor	EEQCOD	1	NONE
	DELP	0	Bar
	LAMBDA	1	NONE
	ESTOFR	9.82	kg Air/ kg Coal
	Preact	8	Bar
Furnace	EEQCOD	1	NONE
	DELP1	0	Bar
	TOUT1	350.9	Celcius
HTS	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	TOUT1	538	Celcius
Reheater	POUT1	35.3	Bar
	DELP1	0	Bar
	TOUT1	538	Celcius
LTS	DELP2	0	Bar
	DELP1	0	Bar
	TOUT1	538	Celcius
	TOUT2	470.42	Celcius

Steam Drum	CRATIO	1	NONE
HP Turbine	ETHAI	0.96	%
	ETHAM	0.96	%
IP Turbine	ETHAI	0.96	%
	ETHAM	0.96	%
LP Turbine	ETHAI	0.96	%
	ETHAM	0.96	%
Generator	ETHAGEN	0.94	%
Condenser	EEQCOD	1	NONE
	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	TIN1	15	Celcius
	TOUT1	35	Celcius
	PIN2	0.088	Bar
	SATCOD	0	NONE
CWP	POUT	3	Bar
	ETHAI	0.54	%
	ETHAM	0.6	%
CEP	POUT	7.44	Bar
	ETHAI	0.447	%
	ETHAM	0.5	%
Recycle Pump	POUT	7.44	Bar
	ETHAI	0.557	%
	ETHAM	0.6	%
BFWP	POUT	167	Bar
	ETHAI	0.877	%
BFPT	PIN	7.28	Bar
	ETHAI	0.9	%
	ETHAM	0.9	%
Daerator	PIN	7.44	Bar
	TOUT	167.4	Celcius
LPH3	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar

	PIN2	0.214	Bar
	DELTL	6	Celcius
	DELTH	3.1	Celcius
LPH2	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	PIN2	1.009	Bar
	DELTL	6	Celcius
	DELTH	3.1	Celcius
LPH1	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	PIN2	2.13	Bar
	DELTL	6	Celcius
	DELTH	3.1	Celcius
HPH3	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	PIN2	19.18	Bar
	DELTL	6.1	Celcius
	DELTH	-1.4	Celcius
HPH2	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	PIN2	38	Bar
	DELTL	6.1	Celcius
	DELTH	2.3	Celcius
HPH1	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	PIN2	69.8	Bar
	DELTL	6.1	Celcius
	DELTH	-1.4	Celcius
Economizer	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	TOUT1	310.5	Celcius
	TOUT2	380.5	Celcius
	DELP1	0	Bar

Air Heater 1	DELP2	0	Bar
	TOUT1	200	Celcius
Air Heater 2	DELP1	0	Bar
	DELP2	0	Bar
	TOUT1	250	Celcius
	TOUT2	121.3	Celcius
PA	POUT	1.01325	Bar
	TOUT	32.4	Celcius
PA Fan	POUT	1.153	Bar
	ETHAI	0.752	%
	ETHAM	0.752	%
SA	POUT	1.01325	Bar
	TOUT	27	Celcius
SA Fan	POUT	1.0461	Bar
	ETHAI	0.634	%
	ETHAM	0.66	%
ID Fan	DELP	-0.03202	Bar
	ETHAI	0.681	%
	ETHAM	0.8588	%

Setiap penggantian nilai HHV batu bara, cukup dengan mengganti nilai ESTOFR (air fuel ratio) pada combustor dan mengganti komposisi bahan bakar pada pipa fuel yang menuju combustor. Software cycle tempo akan dengan otomatis menghitung kalkulasi termodinamika lainnya. Berikut adalah tampilan input pada data pipa fuel. Dikarenakan software cycle tempo tidak memiliki komponen pulverizer atau mill, maka besar daya mill akan dihitung secara manual kemudian ditambahkan pada menu Auxillary Power Consumption pada Cycle Tempo.



Gambar 3. 4 Tampilan Menu *Input Pipa Fuel*

3.5.1 Validasi Model Cycle Tempo dengan Kondisi Existing

Setelah dilakukan pemodelan pada *software cycle tempo*, selanjutnya akan dilakukan proses validasi data kondisi existing. Data ini diperoleh melalui diagram balance unit 3 dan 4 milik pembangkit. Hasil validasi antara gambar 3.3 dan 3.4 dapat dilihat pada table 3.5 berikut.

Tabel 3. 2 Validasi Model *Cycle Tempo* dengan Data Existing

Apparatus	Parameter	Unit	Cycle Tempo	Reference	Diff (%)
HP Turbine	Pressure	Bar	167 Abs	167 Abs	0,00
	Enthalpy	kJ/kg	3398,62	3398,6	0,00
	Flow	kg/h	2217081	2186006	1,42
	Temperature		538	538	0,00
IP Turbine	Pressure	Bar	36	36	0,00
	Enthalpy	kJ/kg	3536,68	3536,7	0,00
	Flow	kg/h	1867770	1825235	2,33
	Temperature		538	538	0,00
LP Turbine	Flow	kg/h	1520035	1483809	2,44
Extraction Steam to HPH 2	Pressure	Bar	38	38	0,00
	Enthalpy	kJ/kg	2998,06	3029,8	1,05
	Flow	kg/h	139230	138586	0,46
Steam Flow FWH to Boiler	Enthalpy	kJ/kg	1268,14	1266,6	0,12
	Flow	kg/h	2105917	2139596	1,57
	Temperature		287,04	287,1	0,02
Steam Flow FWH to BFPT	Pressure	Bar	7,28	7,28	0,00
	Enthalpy	kJ/kg	3065,85	3097,9	1,03
	Flow	kg/h	90334,8	91959	1,77
BFP Turbine	Power	kW	15682	15682	0,00
TCHR	Heat Rate	kCal/kWh	1997	1911,09	4,5

3.6 Variasi Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi co-firing dan variasi jenis biomassa terhadap performa dari pembangkit. Simulasi yang akan dilakukan pada software Cycle Tempo dioperasikan dan diulangi dengan kondisi pada table 3.6 dan 3.7 di bawah. Tujuan simulasi pertama adalah sebagai pembandingan dengan system co-firing pada simulasi kedua. Pada simulasi kedua, akan dilakukan variasi rasio co-firing dan variasi jenis biomassa. Setelah memperoleh data melalui simulasi co-firing, akan terlihat pengaruhnya terhadap komponen existing dengan data pada table 3.10. Untuk data mengenai jenis biomassa dan coal yang akan digunakan pada penelitian dapat dilihat pada tabel 3.8.

Tabel 3. 3 simulasi pertama yang dilakukan pada penelitian (baseline)

No.	Load (%)	HHV Coal (kCal/kg)	Firing (% Weight)	
			Coal	Biomass
1	100	5710	100	0

Tabel 3. 4 Simulasi Kedua yang dilakukan pada Penelitian

No.	Load (%)	HHV Coal (kCal/kg)	Co-firing (% Weight)	
			Coal	Biomass
1	100	5100	99.9	0.1
2			99	1
3			95	5
4			90	10

Tabel 3. 5 Data Bahan Bakar yang digunakan pada simulasi

Items	Units	Sawdust (AR)	Coal 5710 (AR)	Coal 5100 (AR)
Hardgrove Grindability Index (HGI)		<32	46	46
Proximate Analysis				
Total Moisture	% wt	41.47	16.9	22.50
Ash Content	% wt	2.01	6.08	6.00
Volatile Matter	% wt	46.25	36.06	35.06
Fixed Carbon	% wt	10	40.96	36.44
Gross Calorific Value	kCal/kg	2694	5710	5100
Ultimate Analysis				
Carbon	% wt	28.06	59.98	54.34
Hydrogen	% wt	3.17	4.08	3.72
Nitrogen	% wt	0.15	1.29	1.14
Oxygen	% wt	24.8	11.24	11.87
Total Sulfur	% wt	0.07	0.43	0.46
Total		100	100	100

3.6.1 Analisis Campuran Coal dan Biomass

Tabel 3. 6 Analisis Campuran Bahan Bakar

Parameter		Unit (wt)	Coal 5100 (AR)	Sawdust (AR)	Ratio (0,1%)	Ratio (1%)	Ratio (5%)	Ratio (10%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
U L T I M A T E	C	%	54,34	28,06	54,31	54,08	53,03	51,71
	H	%	3,72	3,17	3,72	3,71	3,69	3,67
	N	%	1,14	0,15	1,14	1,13	1,09	1,04
	S	%	0,46	0	0,46	0,46	0,44	0,41
	O	%	11,87	24,8	11,88	12,00	12,52	13,16
	Ash	%	6	2,01	6	5,96	5,80	5,60
	M	%	22,5	41,81	22,52	22,69	23,47	24,43
Total (%)			100	100	100	100	100	100

Keterangan :

Kolom 6 = 0,1% Biomass + 99,9% Coal = 0,001(5) + 0,999(4)

Kolom 7 = 1% Biomass + 99% Coal = 0,01(5) + 0,99(4)

Kolom 8 = 5% Biomass + 95% Coal = 0,05(5) + 0,95(4)

Kolom 9 = 10% Biomass + 90% Coal = 0,1(5) + 0,90(4)

Pada tabel 3.9, dapat dilihat bagaimana campuran antara coal dan biomass menghasilkan kandungan bahan bakar yang baru. Asumsi yang diberikan adalah tidak ada reaksi tambahan ketika dilakukan pencampuran bahan bakar coal (kolom 4) dan biomass (kolom 5). Kolom 4 merupakan kandungan coal 5100 kcal/kg dalam basis massa, sementara pada kolom 5 merupakan kandungan salah satu biomassa yang digunakan pada penelitian yaitu sawdust yang juga dalam basis massa.

Ketika ingin mencari kandungan bahan bakar untuk rasio co-firing 0,1% maka di kolom 6 akan diambil sebesar 0,1% kandungan ultimate analysis biomass dan 99,9% kandungan ultimate analysis coal. Contoh perhitungan pada kolom 6 adalah sebagai berikut.

*Perhitungan kandungan karbon campuran (C)

99,9% (% wt C, coal) + 0,1% (% wt C, biomass)

=0,999(54,34) + 0,001 (28,06)

=54,31% wt (dalam basis massa)

Dengan asumsi bahwa tidak ada reaksi tambahan, maka ketika dicampurkan 54,31% wt /100kg-coal+28,06% wt/100kg-biomass maka akan menghasilkan kandungan karbon baru sebesar 54,31% wt/100kg-campuran baru. Untuk perhitungan kandungan lain menggunakan cara yang sama. Tabel analisis campuran bahan bakar antara coal dan biomass dapat dilihat pada lampiran.

3.6.2 Kapasitas Komponen Existing Pembangkit

Data kapasitas komponen pembangkit diperlukan untuk melihat pengaruh co-firing terhadap beban maksimum yang diberikan. Sekaligus untuk mengetahui apakah peralatan tersebut dapat dipakai ketika co-firing diterapkan pada pembangkit.

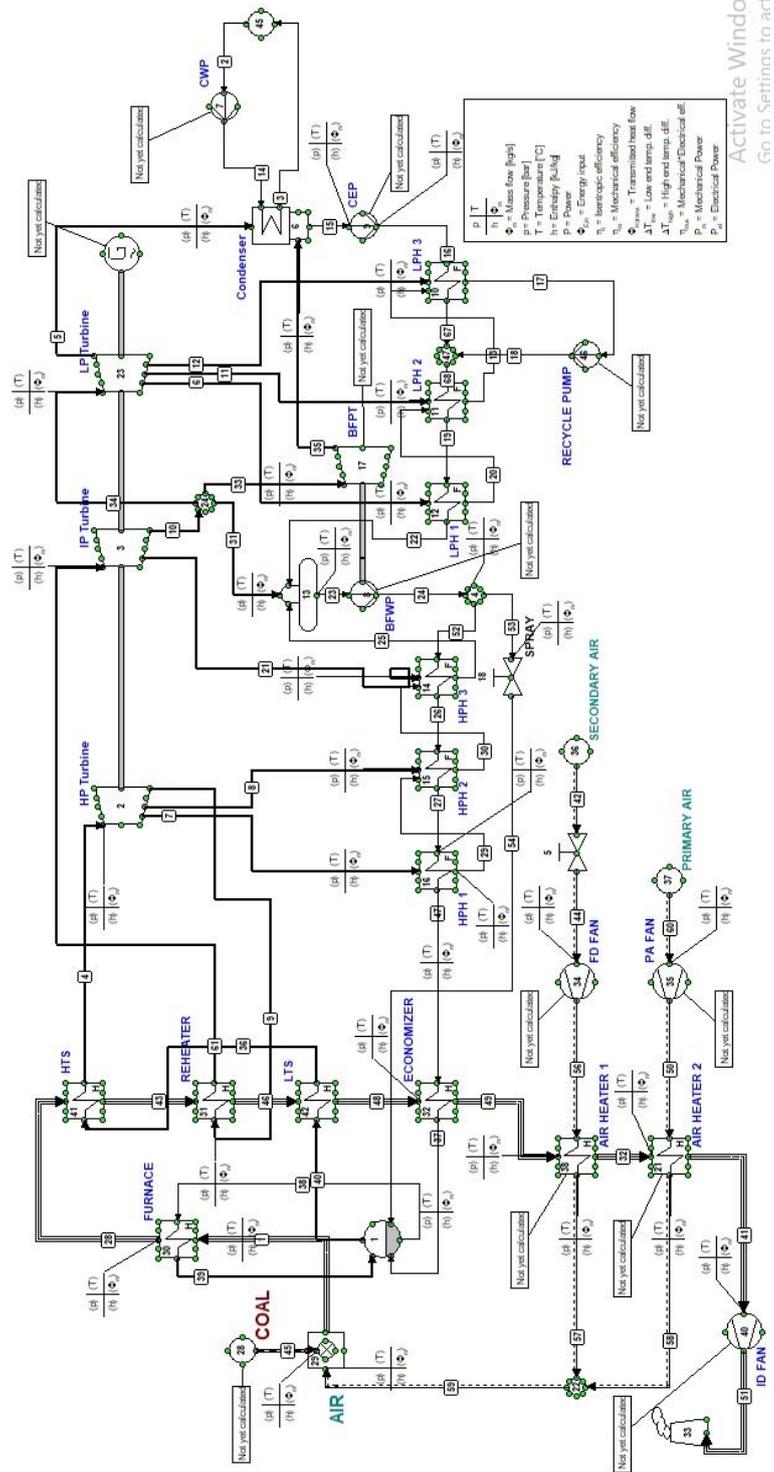
Tabel 3. 7 Data Komponen Existing Pembangkit

<i>Equipment</i>	<i>Quantity</i>	<i>Capacity per Equipment (Ton/h)</i>	<i>Maximum Capacity (Ton/h)</i>
<i>Mill/Pulverizer</i>	6 (5 Running-1 Stand By)	62,1	372,6
<i>Primary Air Fan</i>	2	526,5	1053
<i>Forced Draft Fan</i>	2	1607,8	3215,6
<i>Induced Draft Fan (ECR)</i>	2	1528,16	3056,32
<i>Induced Draft Fan (Test Block)</i>	2	1839,87	3769,74

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Kinerja Pembangkit Secara Manual

Berikut merupakan skema pembangkit untuk perhitungan secara termodinamika serta beberapa parameter kinerja pembangkit.



Gambar 4. 1 Skema Sistem PLTU

Diketahui :

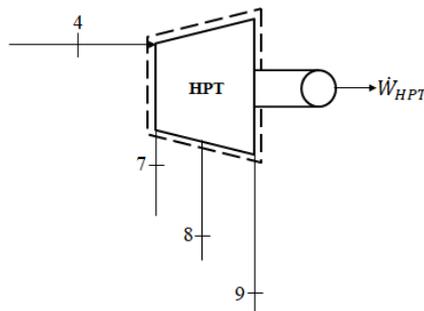
Tabel 4. 1 Data Perhitungan

Parameter	Value
P_4	166 Bar
T_4	538 Celcius
h_4	3398,6 kJ/kg
\dot{m}_4	607,223 kg/s
h_7	3186,7 kJ/kg
$\dot{m}_7 = \dot{m}_{29}$	57,64 kg/s
T_{29}	251,1 Celcius
h_{29}	1090,9 kJ/kg
h_8	3029,8 kJ/kg
\dot{m}_8	38,496 kg/s
$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_8$	96,136 kg/s
T_{30}	217,8 Celcius
h_{30}	933,8 kJ/kg
h_9	3028,5 kJ/kg
\dot{m}_9	507,01 kg/s
P_{61}	36 Bar
T_{61}	538 Celcius
h_{61}	3536,7 kJ/kg
\dot{m}_{61}	507,038 kg/s
h_{21}	3358,9 kJ/kg
\dot{m}_{21}	34,029 kg/s
T_{25}	176,7 Celcius
h_{25}	749,1 kJ/kg
$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{30} + \dot{m}_{21}$	130,165 kg/s
h_{10}	3096,2 kJ/kg
\dot{m}_{10}	59,661 kg/s
h_{31}	3097,9 kJ/kg
\dot{m}_{31}	37,324 kg/s
$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$	625,441 kg/s
T_{52}	170,6 Celcius

Parameter	Value
h52	733 kJ/kg
T26	211,7 Celcius
h26	912,3 kJ/kg
T27	245 Celcius
h27	1063,3 kJ/kg
T27	287,1 Celcius
h27	1266,6 kJ/kg
$\dot{m}_{47} = \dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} = \dot{m}_{52}$	594,324 kg/s
TTD HPH 1 dan HPH 3	-1,4
TTD HPH 2	2,3
DCA HPH 1, HPH 2 dan HPH 3	6,1
h34	3096,2 kJ/kg
\dot{m}_{34}	412,169 kg/s
P33	7,28 Bar
h33	3097,9 kJ/kg
$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{35}$	25,544 kg/s
P35	0,0995 Bar
h35	2475,5 kJ/kg
h6	2832,9 kJ/kg
\dot{m}_6	18,023 kg/s
h11	2701,4 kJ/kg
\dot{m}_{11}	29,064 kg/s
h12	2478,4 kJ/kg
\dot{m}_{12}	9,119 kg/s
h5	2382,5 kJ/kg
\dot{m}_5	355,962 kg/s
$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{68} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{22}$	457,952 kg/s
T16	44,3 Celcius
h16	187,4 kJ/kg
T68	58,4 Celcius
h68	246,3 kJ/kg

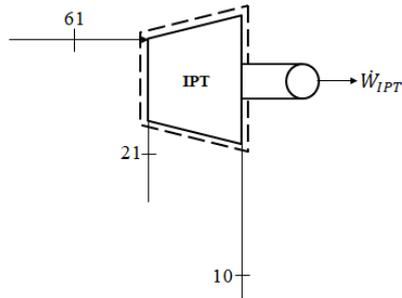
Parameter	Value
T19	96,8 Celcius
h19	406,9 kJ/kg
T22	119,1 Celcius
h22	501,5 kJ/kg
T20	102,8 Celcius
h20	430,8 kJ/kg
T13	64,4 Celcius
h13	269,7 kJ/kg

4.1.1 Perhitungan Kerja Turbin



Gambar 4. 2 Volume Control High Pressure Turbine (HPT)

$$\begin{aligned} \dot{W}_{HPT} &= \dot{m}_4(h_4 - h_7) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_7)(h_7 - h_8) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_7 - \dot{m}_8)(h_8 - h_9) \\ \dot{W}_{HPT} &= 607,223(3398,6 - 3186,7) + (607,223 - 57,64)(3186,7 \\ &\quad - 3029,8) + (607,223 - 57,64 - 34,489)(3029,8 - 3028,5) \\ \dot{W}_{HPT} &= 215.569,749 \text{ kW} = 215,57 \text{ MW} \end{aligned}$$



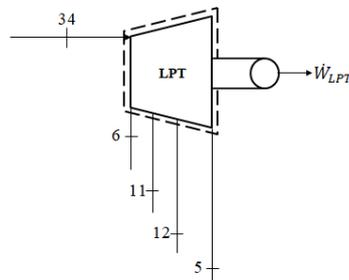
Gambar 4. 3 Volume Control Intermediate Pressure Turbine (IPT)

Besar daya yang dihasilkan oleh intermediate pressure turbine (IPT) :

$$\dot{W}_{IPT} = \dot{m}_{61}(h_{61} - h_{21}) + (\dot{m}_{61} - \dot{m}_{21})(h_{21} - h_{10})$$

$$\dot{W}_{IPT} = 507,038 (3536,7 - 3358,9) + (507,038 - 34,029)(3358,9 - 3096,2)$$

$$\dot{W}_{IPT} = 214.410,821 \text{ kW} = 214,411 \text{ MW}$$



Gambar 4. 4 Volume Control Lower Pressure Turbine (LPT)

Besar daya yang dihasilkan oleh Lower Pressure Turbine (LPT) :

$$\dot{W}_{LPT} = \dot{m}_{34}(h_{34} - h_6) + (\dot{m}_{34} - \dot{m}_6)(h_6 - h_{11}) + (\dot{m}_{34} - \dot{m}_6 - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{12}) + (\dot{m}_{34} - \dot{m}_6 - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12})(h_{12} - h_5)$$

$$\dot{W}_{LPT} = 412,169(3096,2 - 2832,9) + (412,169 - 18,023)(2832,9 - 2701,4) + (412,169 - 18,023 - 29,064)(2701,4 - 2478,4) + (412,169 - 18,023 - 29,064 - 9,119)(2478,4 - 2382,5)$$

$$\dot{W}_{LPT} = 275.905,434 \text{ kW} = 275,904 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{IPT} + \dot{W}_{LPT} = 705,885 \text{ MW}$$

4.1.2 Perhitungan QBoiler

$$Q_{Boiler} = \dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}$$

$$Q_{Boiler} = 78,442 \text{ kg/s} \times 22988,79 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{Boiler} = 1.803.286,665 \text{ kW} = 1803,287 \text{ MW}$$

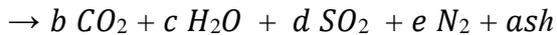
4.1.3 Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara

Kebutuhan udara atau yang biasa disebut AFR (Air Fuel Ratio) selama proses pembakaran coal dapat dihitung menggunakan tabel 4.4 seperti berikut.

Tabel 4. 2 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran

<i>Ultimate Analysis</i>	Komposisi (%wt)	Berat Molekul (kg/kMole)	Jumlah Molar per Unsur (kMole)	Koefisien Reaksi dengan O₂	Kebutuhan Molar O₂ (kMole)
1	2	3	4 = (2/3)	5	6 = (4x5)
Karbon	59,98	12	4,998	1	4,998
Hidrogen	4,08	2	2,040	0,5	1,020
Nitrogen	1,29	28	0,046	0	0
Sulfur	0,43	32	0,013	1	0,0013
Oksigen	11,24	32	0,351	-1	-0,351
Klorin	0,0018				
Ash	6,08				
Moisture	16,9				
Total	100			Total	5,681
Kebutuhan kMole teoritis (1 kMole air = 0,2097 kMole O ₂)					27,0888
$M_{air} = 28,97 \text{ (kg-air/kMole) - Dry Air Feed (kg-air/100kg-coal)}$					784,7625
<i>Excess Air = 16,5% (Data Existing)</i>					914,2483
<i>Actual Air Feed (kg-air/100kg-coal) T=30C, RH=80%, AH=0,0215</i>					933,9046
<i>Actual Air Feed (kg-air/kg-coal)</i>					9,339

Reaksi Pembakaran:



Harga untuk Setiap Koefisien Unsur Kandungan Bahan Bakar:

$$C \rightarrow b = 4.998$$

$$H \rightarrow 2.040 = c$$

$$c = 2.040$$

$$S \rightarrow d = 0.0134$$

$$O \rightarrow 0.351 + 2a = (2)(4.998) + 2.04 + (2)(0.0134)$$

$$a = 5.63$$

$$N \rightarrow 0.0806 + (5.63)(3.762) = 2e$$

$$e = 10.631$$

- Total kebutuhan O₂ = 5.63 kmol
- Kebutuhan udara Teoritis :

Asumsi : 1 kmol udara mengandung 0.2097 kmol O₂

$$\text{Theoretical Air} = (5.63 \text{ kmol O}_2) \left(\frac{1 \text{ kmol air}}{0.2097 \text{ kmol O}_2} \right) = 26.8479 \text{ kmol air/kmol fuel}$$

Kebutuhan Udara Kering (*Dry Air*)

Asumsi : massa molar udara sebesar 28.97 kg udara/kmol udara

$$\text{Dry Air} = (26.8479 \text{ kmol air/kmol fuel}) (28.97 \text{ kg air/kmol air}) = 777.783 \text{ kg air/100 kg fuel}$$

- Kebutuhan udara dengan Excess Air 16%
Total DA = (777.783 kg air/100 kg fuel)(1+16/100)
= 902.2283 kg air/100 kg fuel

- Kebutuhan Udara Basah Aktual (*Actual Air Supplied*)

Untuk menghitung *Actual Air Supplied* (AAS) dengan asumsi sebagai berikut :

Tdry bulb = 30°C

Relative Humidity(ϕ) = 80% → *Absolute Humidity*(ω) = 0.0216

AAS = total DA x (1+0,0216)

AAS = 902.2283 kg air/100 kg fuel)(1+0.0216)

= 921.7164 kg air/100 kg fuel

atau

AFR = 9.21716 kg air/kg fuel

Dengan cara yang sama untuk excess Air (17%, 18%, dan 20%) akan diperoleh AFR-based on wet air masing-masing adalah (9.29662; 9.37608; 9.535). Dengan menggunakan AFR based on wet air tersebut di atas, maka perhitungan simulasi performansi pembangkit kemudian akan dilakukan.

4.1.4 Optimalisasi Kebutuhan Udara

Berdasarkan referensi dari *The Babcock & Wilcox Company*, diketahui untuk pemakaian *excess air* pada bahan bakar berjenis *pulverized coal* berada pada persentase 15-20% seperti Gambar 4.5 di bawah ini.

Typical Excess Air Requirements at Fuel Burning Equipment		
Fuel	Type of Furnace or Burners	Excess Air % by wt
Pulverized coal	Completely water-cooled furnace — wet or dry ash removal	15 to 20
	Partially water-cooled furnace	15 to 40
Crushed coal	Cyclone furnace — pressure or suction	13 to 20
Coal	Fluidized-bed combustion	15 to 20
	Spreader stoker	25 to 35
	Water-cooled vibrating grate stoker	25 to 35
Fuel oil	Chain grate and traveling grate	25 to 35
	Underfeed stoker	25 to 40
Natural, coke oven and refinery gas	Register type burners	3 to 15
Blast furnace gas	Register type burners	3 to 15
Wood/bark	Register type burners	15 to 30
	Traveling grate, water- cooled vibrating grate	20 to 25
Refuse-derived fuels (RDF)	Fluidized-bed combustion	5 to 15
	Completely water-cooled furnace — traveling grate	40 to 60
Municipal solid waste (MSW)	Water-cooled/refractory covered furnace	80 to 100
	reciprocating grate	
Bagasse	Rotary kiln	60 to 100
	All furnaces	25 to 35
Black liquor	Recovery furnaces for Kraft and soda pulping processes	15 to 20

Gambar 4. 5 Tabel Kebutuhan *Excess Air* Tiap Jenis Bahan Bakar

Berdasarkan gambar 4.5 di atas, untuk mencari nilai optimasi excess air maka analisa perhitungan akan menggunakan variasi *excess air* yaitu 16%, 17%, 18% dan 20%.

4.1.5 Perhitungan *Own Usage Power* ($\dot{W}_{own\ usage}$)

a. Pulverizer

Diketahui : _ _ -

$$\dot{m}_{fuel} = 78,442 \text{ kg/s}$$

$$X_f = 0,02 \text{ m}$$

$$X_p = 0,000015 \text{ m}$$

$$HGI = 46$$

$$q = \frac{-0,01 m_{fuel} \sqrt{X_f} - \sqrt{X_p} \left(\frac{435}{HGI^{0,91}} \right)}{\sqrt{X_f - X_p}}$$

$$q = \frac{-0,01 \text{ m} \times 78,442 \sqrt{0,02} - \sqrt{0,000015} \left(\frac{435}{46^{0,91}} \right)}{\sqrt{0,02 - 0,000015}}$$

$$q = 2629,197 \text{ kW} = 2,629 \text{ MW}$$

b. Boiler Feedwater Pump (BFWP)

Diketahui :

$$P_{23} = 7,44 \text{ bar}$$

$$T_{23} = 167,4$$

$$h_{23} = 707,8 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$P_{24} = 167 \text{ bar}$$

$$T_{24} = 170 \text{ (Asumsi)}$$

$$h_{24} = 728,1 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} = \dot{m} = 625,441 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{BFWP} = \dot{m} (h_{24} - h_{23})$$

$$\dot{W}_{BFWP} = 625,441 (h_{24} - h_{23})$$

$$\dot{W}_{BFWP} = 625,441 \text{ kg/s} (728,1 - 707,8) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{BFWP} = 12696,452 \text{ kW} = 12,696 \text{ MW}$$

c. Condensate Pump (CEP)

Diketahui :

$$P_{15} = 0,088 \text{ bar}$$

$$T_{15} = 43,5$$

$$h_{15} = 182,2 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$T_{16} = 44,3$$

$$h_{16} = 187,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m} = 457,952 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{CEP} = \dot{m} (h_{16} - h_{15})$$

$$\dot{W}_{CEP} = 457,952 \text{ kg/s} (187,4 - 182,2) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{CEP} = 2381,35 \text{ kW} = 2,381 \text{ MW}$$

d. Cooling Water Pump (CWP)

Diketahui :

$$P_2 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_2 = 14$$

$$h_2 = 62,97 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$P_{14} = 3 \text{ bar}$$

$$T_{14} = 15$$

$$h_{14} = 63,27 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{14} = \dot{m} = 10000 \text{ kg/s (Asumsi)}$$

$$\dot{W}_{CWP} = \dot{m} (h_2 - h_{14})$$

$$\dot{W}_{CWP} = 10000 \text{ kg/s (63,27 - 62,97) kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{CWP} = 3000 \text{ kW} = 3 \text{ MW}$$

e. Recycle Pump (RP)

Diketahui :

$$T_{17} = 50,3$$

$$h_{17} = 210,7 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{18} = 7,44 \text{ bar}$$

$$T_{18} = 50,5$$

$$h_{18} = 212 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m} = 56,206 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{RP} = \dot{m} (h_{18} - h_{17})$$

$$\dot{W}_{RP} = 56,206 \text{ kg/s (212 - 210,7) kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{RP} = 73,07 \text{ kW} = 0,073 \text{ MW}$$

f. Primary Air Fan (PAF)

Diketahui :

$$P_{50} = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_{50} = 32,4$$

$$h_{50} = 306 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$P_{60} = 1,153 \text{ bar}$$

$$T_{60} = 45 \text{ (Asumsi)}$$

$$h_{60} = 318,7 \text{ kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_{PA} + \dot{m}_{SA} = \dot{m}_{total \text{ air}}$$

$$\frac{\dot{m}_{PA}}{\dot{m}_{SA}} = \frac{1}{4,08}$$

$$\dot{m}_{PA} = 41,08 \dot{m}_{SA} = 0,25 \dot{m}_{SA}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{PA} + \dot{m}_{SA} &= \dot{m}_{total\ air} \\ 1,25 \dot{m}_{SA} &= 732,57\ kg/s \\ \dot{m}_{SA} &= 588,36\ kg/s \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{PA} = 0,25 \dot{m}_{SA} = 144,21\ kg/s$$

$$\dot{W}_{PAF} = \dot{m}_{PA}(h_{50} - h_{60})$$

$$\dot{W}_{PAF} = 144,21\ kg/s (318,7 - 306)\text{kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{PAF} = 1831,467\ kW = 1,831\ MW$$

g. Secondary Fan (SAF)

Diketahui :

$$P_{44} = 1,013\ \text{bar}$$

$$T_{44} = 27$$

$$h_{44} = 300,6\ \text{kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$P_{56} = 1,0461\ \text{bar}$$

$$T_{56} = 31\ \text{(Asumsi)}$$

$$h_{56} = 304,6\ \text{kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_{44} = \dot{m}_{56} = \dot{m}_{SA} = 588,36\ kg/s$$

$$\dot{W}_{SAF} = \dot{m} (h_{56} - h_{44})$$

$$\dot{W}_{SAF} = 588,36\ kg/s(304,6 - 300,6)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{SAF} = 2353,44\ kW = 2,353\ MW$$

h. Induced Draft Fan (IDF)

Diketahui :

$$P_{41} = 1,013\ \text{bar}$$

$$T_{41} = 121,3$$

$$h_{41} = 395,7\ \text{kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$P_{51} = 1,045\ \text{bar}$$

$$T_{51} = 126\ \text{(Asumsi)}$$

$$h_{51} = 400,4\ \text{kJ/kg (Tabel Termodinamika)}$$

$$\dot{m}_{41} = \dot{m} = 805\ \text{kg/s (Asumsi)}$$

$$\dot{W}_{IDF} = \dot{m} (h_{51} - h_{41})$$

$$\dot{W}_{IDF} = 805\ \text{kg/s (400,4 - 395,7)\ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{IDF} = 3783,5\ kW = 3,783\ MW$$

$$W_{own\ usage} = \sum \dot{W}_{auxiliary\ power}$$

$$W_{own\ usage} = 28,746\ MW$$

4.1.6 Perhitungan Boiler Feed Pump Turbine (BFPT)

Diketahui :

$$h_{33} = 3097,5\ \text{kJ/kg}$$

$$h_{35} = 2475,5\ \text{kJ/kg}$$

$$m_{33} = m_{35} = \dot{m} = 25,44 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{BFPT} = \dot{m} (h_{33} - h_{35})$$

$$\dot{W}_{BFPT} = 25,44 \text{ kg/s} (3097,5 - 2475,5) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{BFPT} = 15898,586 \text{ kW} = 15,899 \text{ MW}$$

4.1.7 Perhitungan \dot{W}_{net} , Efisiensi (η), NPHR

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T + \dot{W}_{BFPT} - \dot{W}_{Own Usage}$$

$$\dot{W}_{net} = 705,885 \text{ MW} + 15,899 \text{ MW} - 28,746 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{net} = 693,037 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_{boiler}} \times 100\% = \frac{693,037}{1803,287} \times 100\% = 38,43\%$$

$$NPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}}{W_{net}} = \frac{78,442 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 22988,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{693037 \text{ kW}}$$

$$NPHR = 2,602 \text{ kJ/kWs} = 2238,82 \text{ kCal/kWh}$$

4.1.8 Perhitungan Hasil Perhitungan dengan Simulasi

Berdasarkan hasil dari simulasi dan perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan data dari perbandingan hasil keduanya dalam tabel, sebagai berikut:

Tabel 4. 3 Perbandingan Hasil Perhitungan dengan Cycle Tempo

Parameter	Satuan	Manual Calculation	Cycle Tempo	Selisih(%)
W_{net}	MW	693,037	675,406	2,61
Q_{Boiler}	MW	1803,287	1803,283	0,00
$\dot{m}_{total air feed}$	kg/s	732,57	726,96	0,77
Efisiensi (<i>net</i>)	%	38,43	37,45	2,62
NPHR	kCal/kWh	2238,82	2297,26	2,54
		Rata-Rata		1,71

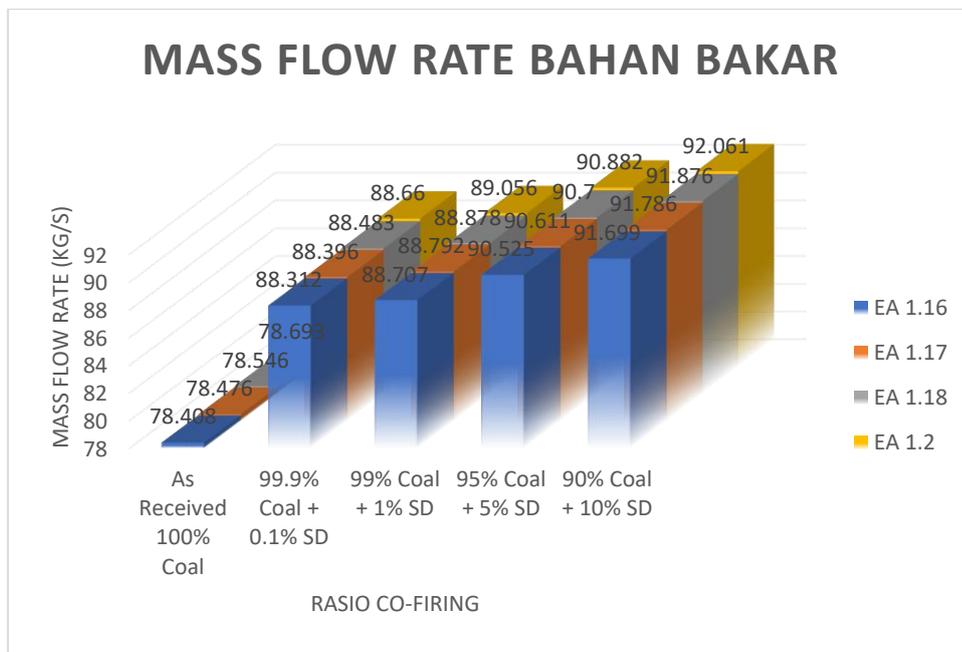
4.2 Hasil Simulasi dan Pembahasan

Setelah melakukan validasi perhitungan, maka *co-firing* PLTU dilanjutkan dengan melakukan simulasi menggunakan *software cycle tempo* sesuai dengan data pembangkit. Terdapat dua variasi pada penelitian ini, yaitu variasi rasio biomassa (0,1%, 1%, 5%, dan 10%) dengan variasi *excess air* (116%, 117%, 118%, 120%).

4.2.1 Analisis Variasi Rasio Co-firing dan Biomassa Terhadap Performa Pembangkit

4.2.1.1 Analisis Kebutuhan Bahan Bakar pada PLTU

Adapun nilai yang dianalisis dalam simulasi ini yaitu *mass flow rate* bahan bakar, *mass flow rate* udara, *mass flow rate flue gas*, efisiensi boiler, daya pemakaian sendiri, NPHR, dan efisiensi net yang dihasilkan oleh PLTU 600 MW dengan *co-firing* variasi biomassa *Sawdust*.



Gambar 4. 6 Diagram *Mass Flow Rate* Bahan Bakar

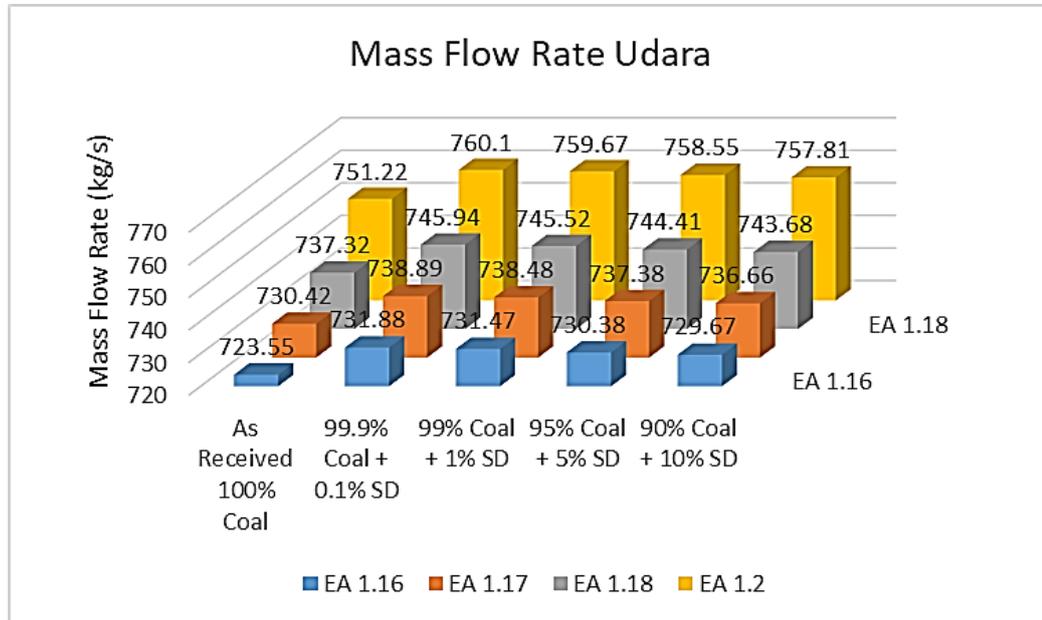
Berdasarkan gambar 4.5 diatas hasil simulasi menunjukkan adanya kenaikan secara keseluruhan pada nilai *mass flow rate* bahan bakar yang diperlukan untuk membangkitkan PLTU dengan daya 600 MW. *Mass flow rate* bahan bakar meningkat untuk setiap peningkatan variasi *excess air* dari kondisi *baseline* atau 100% batu bara dan campuran biomassa *sawdust* 0.1%, 1%, 5% dan 10%. Untuk variasi EA 1.16 masing-masing adalah 78.408 kg/s, 88.312 kg/s, 88.707 kg/s, 90.525 kg/s 91.699 kg/s. Untuk variasi EA 1.17 yaitu 78.476 kg/s, 88.396 kg/s, 88.792 kg/s, 90.611 kg/s, 91.699 kg/s. Lalu untuk variasi EA 1.18 yaitu 78.546 kg/s, 88.483 kg/s, 88.878 kg/s, 90.7 kg/s, 91.876 kg/s. Selanjutnya untuk variasi terakhir adalah EA 1.2 yaitu 78.693 kg/s, 88.66 kg/s, 89.056 kg/s, 90.882 kg/s, dan 92.061 kg/s.

Kenaikan *mass flow rate* bahan bakar pada variasi rasio *co-firing* dan *excess air* disebabkan karena beberapa faktor yaitu, nilai *HV* dari Biomassa lebih kecil daripada 100% batu bara, semakin tinggi persentase biomassa, semakin turun nilai *HV*, dimana penurunan *HV* ini akan menyebabkan peningkatan dari kebutuhan bahan bakar. Kemudian karena secara total kandungan udara semakin besar, dan mendapatkan tambahan udara dari luar berupa variasi EA, maka diperlukan bahan bakar lebih banyak untuk memanaskan boiler

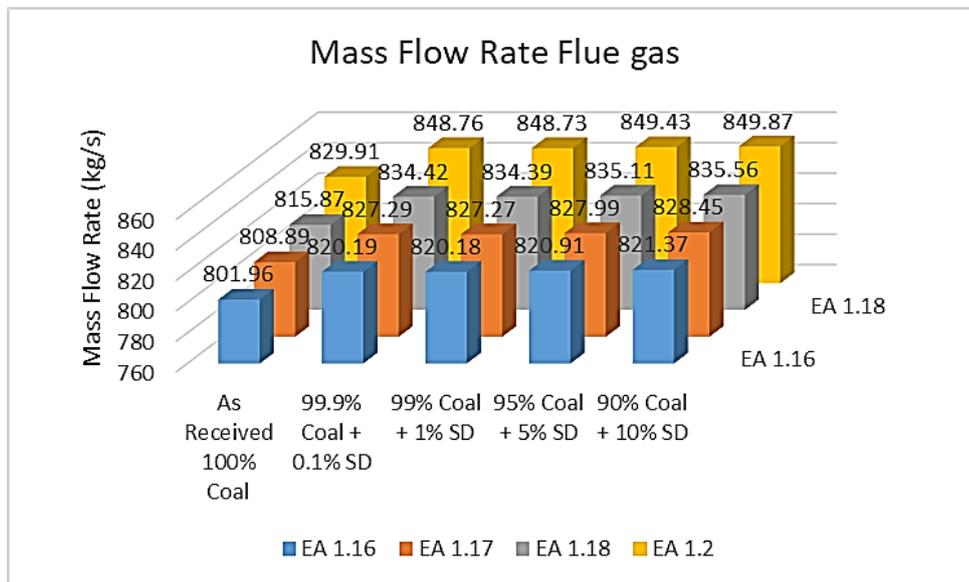
4.2.1.2 Analisa Mass Flow Rate Udara dan Flue Gas

Analisis *co-firing* dengan bahan bakar campuran batu bara dengan *sawdust* dimulai dengan menguraikan komponen penyusunan bakar yang digunakan. Komponen penyusun

bahan bakar untuk setiap variasi rasio memiliki nilai yang berbeda, sehingga hasil yang didapatkan juga akan bervariasi. Adapun nilai yang dianalisis dalam simulasi ini diantaranya adalah *mass flow rate* bahan bakar, udara, dan *flue gas*, efisiensi *boiler*, daya pemakaian sendiri, *net plant heat rate* (NPHR), dan efisiensi *net* yang dihasilkan oleh PLTU 600 MW dengan variasi *excess air*.



Gambar 4. 7 Diagram *Mass Flow Rate* Udara



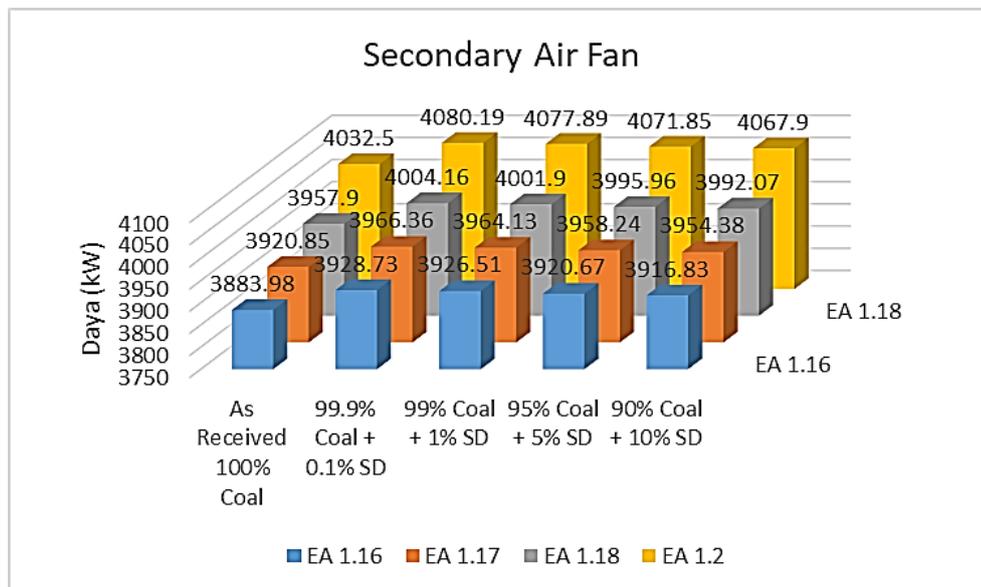
Gambar 4. 8 Diagram *Mass Flow Rate* Flue gas

Berdasarkan gambar 4.6 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai *mass flow rate* udara yang diperlukan dari kondisi *baseline* seiring dengan peningkatan *excess Air*. Namun, seiring rasio biomassa pada *co-firing*, semakin besar rasio biomassa yang dicampurkan, semakin turun nilai *mass flow ratenya*. *Mass flow rate* udara meningkat untuk EA 1.16, *mass flow rate* udara dari *baseline*, campuran 0.1%, 1%, 5% dan

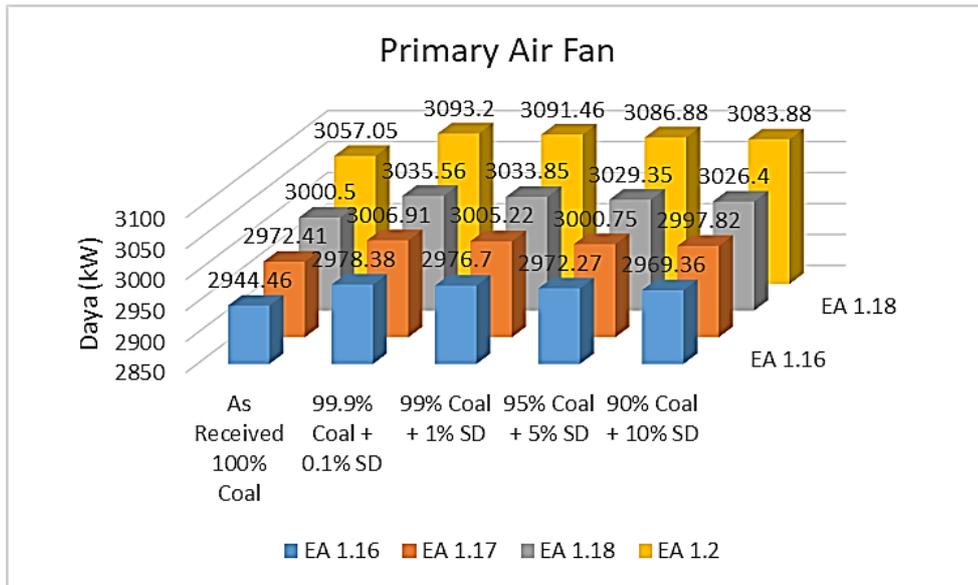
10% masing-masing adalah 723.551 kg/s, 731.886 kg/s, 731.474 kg/s, 730.385 kg/s, dan 725.671 kg/s. Untuk variasi EA 1.17 *mass flow rate* udara masing-masing adalah 730.419 kg/s, 738.897kg/s, 738.481 kg/s, 737.384 kg/s, dan 736.664 kg/s. Untuk variasi 1.18 *mass flow rate* udara masing-masing adalah 737.321 kg/s, 745.938 kg/s, 745.518 kg/s, 744.412 kg/s, dan 743.687 kg/s. Untuk variasi EA 1.2 *mass flow rate* udara masing-masing adalah 751.219 kg/s, 760.102 kg/s, 759.673 kg/s, 758.549 kg/s, dan 757.812 kg/s.

Peningkatan *mass flow rate* udara pada variasi excess air disebabkan oleh peningkatan kandungan Oksigen yang merupakan salah satu komposisi kimia penyusun bahan bakar *co-firing* dimana kandungan oksigen sawdust lebih besar dibanding batubara. Sementara itu, Penurunan *mass flow rate flue gas* pada variasi rasio *co-firing* disebabkan karena kandungan udara di Sawdust lebih banyak daripada di Batu bara, karena itu kebutuhan udaranya juga menurun seiring dengan bertambahnya persentase Sawdust .Jika *mass flow rate* udara turun, pada *mass flow rate flue gas* juga akan ikut turun.

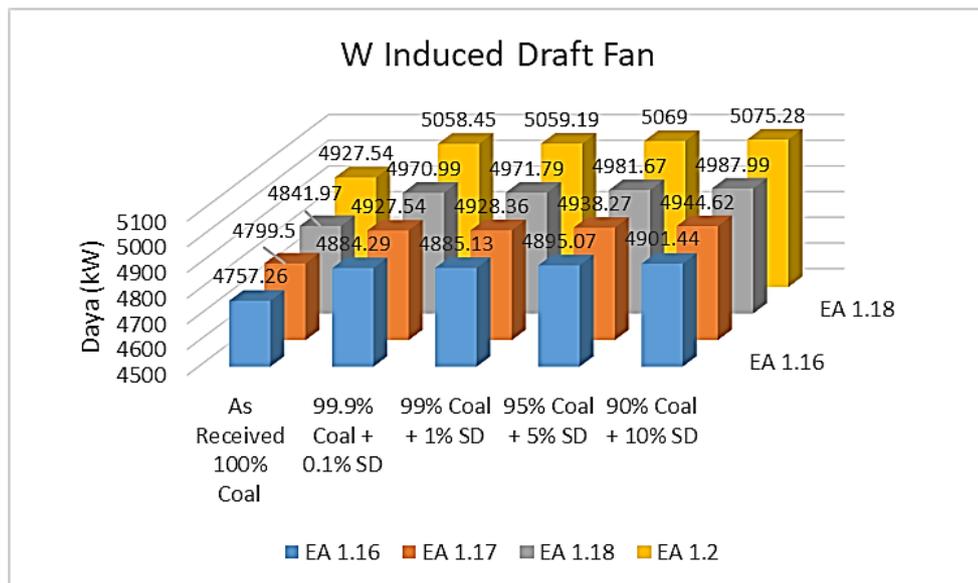
4.1.2.3 Analisis Daya Pemakaian Sendiri



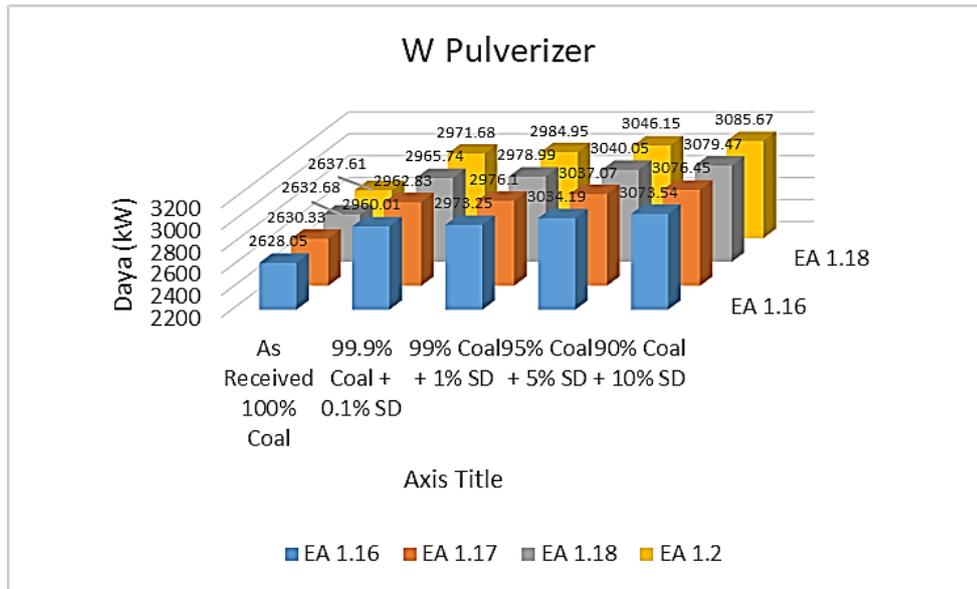
Gambar 4. 9 Diagram Daya Secondary Air Fan



Gambar 4. 10 Diagram Daya Primary Air Fan



Gambar 4. 11 Diagram Daya ID Fan

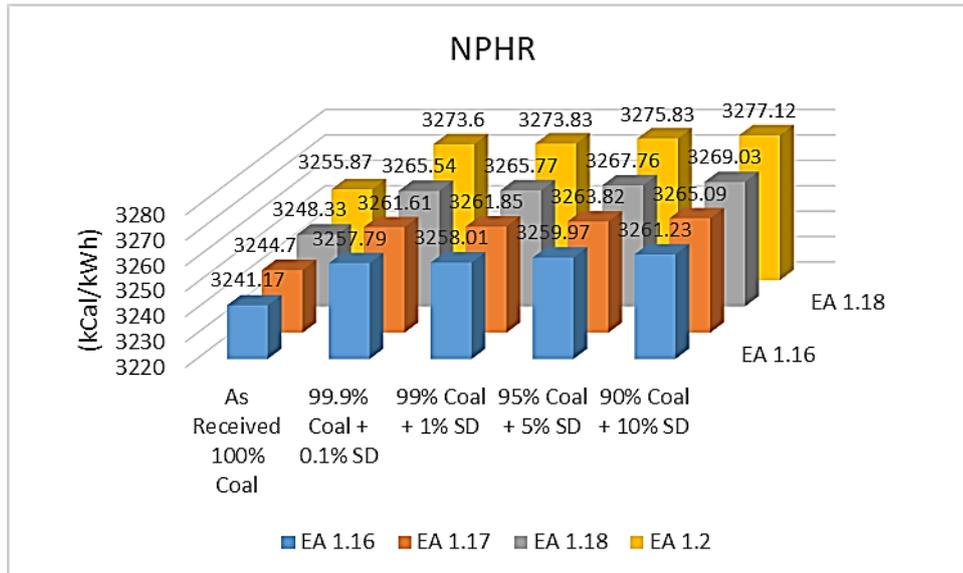


Gambar 4.12 Diagram Daya Pulverizer

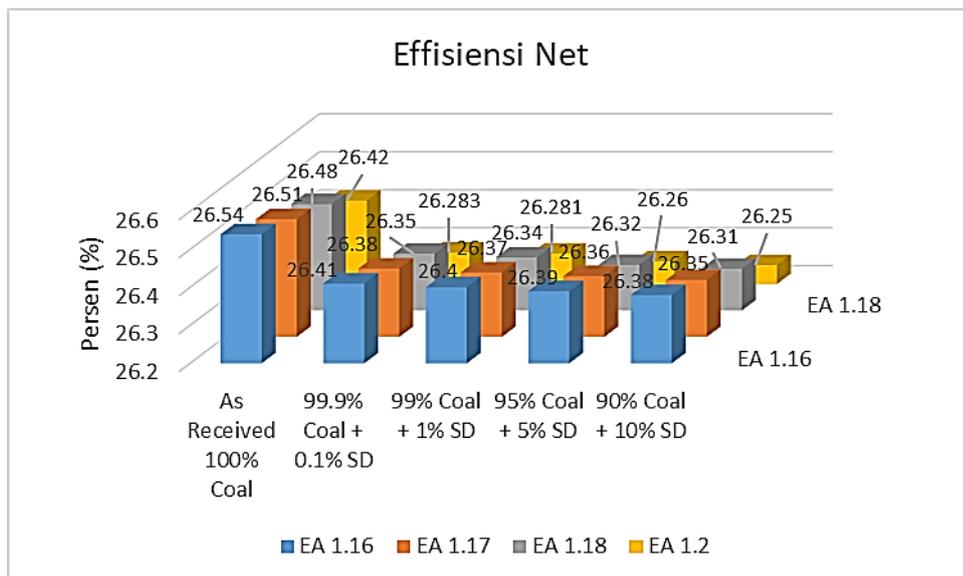
Berdasarkan gambar 4.8 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai daya *secondary Air Fan* yang diperlukan seiring dengan peningkatan *excess Air*. Namun, seiring rasio biomassa pada *co-firing*, semakin besar rasio biomassa yang dicampurkan, semakin turun nilai dayanya. Daya SAF meningkat untuk EA 1.16, daya dari baseline, campuran 0.1%, 1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 3883.98 KW, 3928.73 KW, 3926.51 KW, 3920.67 kw, 3916.83 kw. Untuk variasi EA 1.17 daya *secondary Air Fan* masing-masing adalah 3920.85 kw, 3966.36 kw, 3964.13 kw, 3958.24 kw, 3954.38 kw. Untuk pembebanan EA 1.18 daya *secondary Air Fan* masing-masing adalah 3957.9 kw, 4004.16 kw, 4001.9 kw, 3995.96 kw, 3992.07 kw. Lalu untuk pembebanan EA 1.2 daya *secondary Air Fan* adalah 4032.5 kw, 4080.19 kw, 4077.89 kw, 4071.85 kw, dan 4067.9 kw. Berdasarkan gambar 4.9 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai daya *Primary Air Fan* yang dihasilkan seiring dengan peningkatan *excess Air*. Namun, seiring rasio biomassa pada *co-firing*, semakin besar rasio biomassa yang dicampurkan, semakin turun nilai dayanya. Daya *Primary Air Fan* meningkat untuk AE 1.16 daya *Primary Air Fan* dari *baseline*, campuran 0.1%, 1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2944.46 kw, 2978.38 kw, 2976.7 kw, 2972.27 kw, 2969.36 kw. Untuk pembebanan EA 1.17 daya *Primary Air Fan* masing-masing adalah 2972.41 kw, 3006.91 kw, 3005.22 kw, 3000.75 kw, 2997.82 kw. Untuk variasi EA 1.18, daya *Primary Air Fan* masing-masing adalah 3000.5 kw, 3035.56 kw, 3033.85 kw, 3029.35 kw, 3026.4 kw. Kemudian untuk pembebanan EA 1.2, daya *Primary Air Fan* masing-masing adalah 3057.05 kw, 3093.2 kw, 3091.46 kw, 3086.88 kw, dan 3083.88 kw. Adapun selanjutnya terlihat pada grafik 4.10 di atas, daya *Induced Draft Fan* yang meningkat untuk EA 1.16 *Induced Draft Fan* dari *baseline*, campuran 0.1%, 1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 4757.26 kw, 4884.29 kw, 4885.13 kw, 4895.07 kw, 4901.07 kw. Untuk pembebanan EA 1.17 *Induced Draft Fan* masing-masing adalah 4799.5 kw, 4927.54 kw, 4928.36 kw, 4938.27 kw, 4944.62 kw. Kemudian, untuk pembebanan EA 1.18 *Induced Draft Fan* masing-masing adalah 4841.97 kw, 4970.99 kw, 4971.79 kw, 4981.67 kw, 4987.99 kw. Untuk variasi pembebanan *Excess Air* terakhir yaitu EA 1.2 pada *Induced Draft Fan* masing-masing adalah 4927.54 kw, 5058.45 kw, 5059.19 kw, 5069 kw, dan 5075.28 kw.

Umumnya, peningkatan daya *Secondary Air Fan* pada variasi rasio *co-firing* disebabkan untuk memenuhi nilai kebutuhan udara, dikarenakan terdapat variasi *excess air*, dari hasil simulasi mengeluarkan data sedikit penurunan pada daya *Secondary Air Fan*. SAF yang menurun ini juga diakibatkan oleh penurunan *Mass Flow Rate Udara*.

4.2.1.4 NPHR dan Net Cycle Efficiency



Gambar 4.13 Diagram NPHR



Gambar 4.14 Diagram Efisiensi Net

Berdasarkan gambar 4.12 di atas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada *Net Plant Heat Rate* yang diperlukan seiring dengan peningkatan *Excess Air* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Net Plant Heat Rate* meningkat untuk EA 1.16 *Net Plant Heat Rate* dari *baseline*, campuran 0.1%, 1%, 5% dan 10% masing-

masing adalah 3241.172 kCal/kWh, 3257.768 kCal/kWh, 3258.01 kCal/kWh, 3259.971 kCal/kWh, 3261.236 kCal/kWh. Untuk pembebanan EA 1.17 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 3244.7 kCal/kWh, 3261.612 kCal/kWh, 3261.852 kCal/kWh, 3263.825 kCal/kWh, 3265.097 kCal/kWh. Untuk pembebanan EA 1.18 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 3248.334 kCal/kWh, 3265.539 kCal/kWh, 3265.777 kCal/kWh, 3267.76 kCal/kWh, 3269.038 kCal/kWh. Lalu untuk variasi EA 1.2 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 3255.877 kCal/kWh, 3273.6 kCal/kWh, 3273.837 kCal/kWh, 3275.836 kCal/kWh, 3277.124 kCal/kWh. Berdasarkan gambar 4.11 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya penurunan secara keseluruhan pada nilai *Net Cycle Efficiency* yang dihasilkan seiring dengan peningkatan *Excess air* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Net Cycle Efficiency* meningkat untuk EA 1.16 *Net Cycle Efficiency* dari baseline, campuran 0.1%, 1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 26.55%, 26.41%, 26.40%, 26.39%, 26.38%. Untuk pembebanan EA 1.17 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 26.52%, 26.38%, 26.37%, 26.36%, 26.35%. Untuk pembebanan EA 1.18 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 26.48%, 26.348%, 26.345%, 26.32%, 26.31%. Kemudian untuk variasi EA 1.2 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 26.42%, 26.283%, 26.28%, 26.26%, 26.25%.

Peningkatan NPHR pada variasi rasio *co-firing* disebabkan karena kebutuhan pemakaian daya sendiri yang menurun. Peningkatan kandungan oksigen merupakan salah satu komposisi kimia penyusun bahan bakar *co-firing* dimana kandungan oksigen sawdust lebih besar dibanding batubara. Sementara itu, *Net Cycle Efficiency* turun disebabkan karena HV yang turun tiap penambahan persentase biomasanya.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan pada penelitian ini, maka didapatkan beberapa kesimpulan yaitu sebagai berikut :

1. *Co-firing* pada PLTU 600 MW dengan jenis biomassa *sawdust* menunjukkan bahwa rasio *co-firing* dan variasi *excess air* yang digunakan berpengaruh terhadap perubahan performa pembangkit listrik. Parameter yang mempengaruhi perubahan performa tersebut diantaranya adalah kebutuhan bahan bakar dan udara, efisiensi *boiler*, total daya pemakaian sendiri (komponen *auxiliary*), *net plant heat rate* (NPHR), dan efisiensi *net* pembangkit. Pada penelitian ini, penggunaan bahan bakar campuran membutuhkan kebutuhan bahan bakar dan udara yang lebih besar apabila dibandingkan dengan ketika menggunakan bahan bakar 100% batu bara. Pada keadaan *baseline*, kebutuhan bahan bakar sebesar 512754.78417 ton/h. Namun ketika dilakukan pencampuran biomassa *sawdust* dengan rasio *co-firing* 0.1%, 1%, 5%, dan 10 %, didapatkan kebutuhan bahan bakar masing-masing sebesar Berbeda dengan *mass flow rate* bahan bakar, udara, dan *flue gas* yang meningkat, efisiensi *boiler* yang dihasilkan mengalami penurunan dari 93.71% menjadi 93.66%, 93.52%, 93.47%, 93.43%, dan 93.35% masing-masing pada penggunaan rasio *co-firing* sebesar 0.01%, 1%, 5%, dan 10%. Hal itu disebabkan oleh nilai karbon pada bahan bakar campuran lebih rendah jika dibandingkan dengan bahan bakar 100% batu bara, yang menyebabkan proses pembakaran yang berlangsung pada *boiler* menjadi lebih lambat.
2. Berdasarkan hasil simulasi *co-firing* variasi *excess air*, peningkatan rasio *co-firing* menyebabkan terjadinya penurunan efisiensi pembangkit dan peningkatan *net plant heat rate* (NPHR). Dimana dapat disimpulkan bahwa penambahan variasi *Excess Air* dan juga *Co-firing* menurunkan kinerja dari performa PLTU itu sendiri.
3. Dari Hasil simulasi diperoleh bahwa makin tinggi AFR_{actual} , makin banyak penggunaan udaranya. Hal tersebut akan memperbesar input daya pada PA Fan, SA Fan dan *Pulverizer*. Hal ini mengakibatkan kenaikan daya pemakaian sendiri dan menurunkan efisiensi netto.
4. Dari hasil perhitungan simulasi dengan *Excess Air* 116%, 117%, 118%, dan 120% , menunjukkan bahwa daya pemakaian sendiri adalah naik secara linier terhadap *Excess Air*. Oleh karena itu pada penelitian ini, tidak ada nilai *Excess Air* yang optimal.

5.2 Saran

Setelah penulis melakukan dan mensimulasi penelitian ini, didapat beberapa saran agar penelitian selanjutnya dapat menjadi lebih baik, sebagai berikut.

1. Untuk AFR yang rendah, secara Termodinamika akan menghasilkan NPHR yang rendah atau efisiensi netto yang tinggi. Namun, perlu diadakan perhitungan dengan CFD, karena secara Termodinamika tidak dapat menjelaskan bagaimana mekanisme terjadinya pembakaran. Bila menggunakan CFD, akan diketahui berapa persentase CO₂ dan CO yang keluar pada *flue gas*.
2. Perlu analisis biaya produksi mengenai penggunaan biomassa *Sawdust*, karena dari hasil perhitungan, banyak peralatan eksisting yang tidak safe. Berarti perlu biaya penggantian.

3. Secara umum, mengenai penggunaan cofiring sudah di atas 30%, namun pada penelitian ini disarankan untuk meneliti lebih lanjut penggunaan sawdust di atas 10% dan melakukan simulasi variasi rasio co-firing di atas 10%

DAFTAR PUSTAKA

- ASIMPTOTE. 2013. *Cycle Tempo Reference Guidance*. Heeswijk-Dinther. ASIMPTOTE
- Dong, Changqing., Yang, Yongping., Yang, Rui., Zhang, Junjiao. (2009). *Numerical Modeling of the Gasification Based Biomass Co-firing in 600 MW Pulverized Coal Boiler*. Elsevier Ltd, 5.
- Fernanda, H. 2017. Simulasi Pengaruh Rasio Tekanan HPH terhadap Performa PLTU Paiton 9 menggunakan Software Cycle-Tempo. Surabaya: ITS
- Mehmood, Shoaib. Bale V.R., dan Marc A.R. 2012. Energy Analysis of a Biomass Co-firing Based Pulverized Coal Power Generation System. Canada. University of Ontario Institute of Technology.
- Moran, J. M., Shapiro, H.N., Boettner, D. D., dan Bailey, M.B. 2014. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. New Jersey: Wiley.
- Moran, J. M., Shapiro, H.N., Boettner, D. D., dan Bailey, M.B. 2018. Fundamentals of Engineering Thermodynamics Ninth Edition. New Jersey: Wiley
- Tambunan, Jhonstone Josua. 2021. Simulasi *Cycle Tempo* Pengaruh Rasio *Co-firing* dan Variasi Biomassa Terhadap Performa PLTU Kapasitas 695.7 MW. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Teguh Harijono Mulud, Wahyono. 2015. **Pengaruh Excess Air Terhadap Flue Gas di PLTU Tanjung Jati B Unit 2**. *Jurnal Teknik Energi Vol 11*.
- Wildan Muholad, Muhammad Hasbi, Nanang Endriatno 2021. **Analisa Pengaruh Excess Air Terhadap Efisiensi Pembakaran Boiler Jenis Pulverizer Coal 230 T/H**. *Jurnal Ilmiah Mahasiswa Teknik Mesin Vol 6*.
- Romi Djafar. 2017. **Pengaruh X-Ratio Air Preheater Terhadap Performa PLTU Kapasitas 2x12,5 MW Pada Variasi Beban Turbin 50%, 75%, dan 100% Dengan Menggunakan Software Cycle Tempo**. *Tesis Teknik Mesin*.

LAMPIRAN

Tabel Kapasitas Secondary Air Fan

% Kapasitas SA Fan					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	130.33%	131.84%	131.76%	131.57%	131.44%
EA 1.17	131.57%	133.10%	133.02%	132.83%	132.70%
EA 1.18	132.82%	134.37%	134.29%	134.09%	133.96%
EA 1.2	135.32%	136.92%	136.84%	136.64%	136.51%

Tabel Performansi Secondary Air Fan

% Kapasitas SA Fan					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.17	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.18	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.2	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe

Tabel Kapasitas Primary Air Fan

% Kapasitas PA Fan					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	139.55%	141.16%	141.08%	140.87%	140.73%
EA 1.17	140.87%	142.51%	142.43%	142.22%	142.08%
EA 1.18	142.20%	143.87%	143.78%	143.57%	143.43%
EA 1.2	144.88%	146.60%	146.51%	146.30%	146.16%

Tabel Performansi Primary Air Fan

% Kapasitas PA Fan					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.17	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.18	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.2	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe

Tabel Kapasitas Pulverizer/Mill

% Kapasitas Pulverizer					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	90.91%	102.39%	102.85%	104.96%	106.32%
EA 1.17	90.99%	102.49%	102.95%	105.06%	106.42%
EA 1.18	91.07%	102.59%	103.05%	105.16%	106.52%
EA 1.2	91.24%	102.79%	103.25%	105.37%	106.74%

Tabel Performansi Pulverizer/mill

% Kapasitas Pulverizer					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.9% Coal + 0.1% SD	99% Coal + 1% SD	95% Coal + 5% SD	90% Coal + 10% SD
EA 1.16	Warning	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.17	Warning	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.18	Warning	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe
EA 1.2	Warning	unsafe	unsafe	unsafe	unsafe

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Sabrina Yuliaputri. Penulis lahir di Kota Surabaya pada tanggal 23 Juli 1999. Penulis merupakan anak ke-2 dari 2 bersaudara. Penulis menempuh pendidikan formal di SDN Ketabang Kawasan Surabaya lulus pada tahun 2011, SMPN 3 Surabaya lulus pada tahun 2014, kemudian menempuh pendidikan lanjutan di SMAN 7 Surabaya lulus pada tahun 2017, dan dilanjutkan dengan menempuh pendidikan sarjana di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama masa studinya, penulis aktif dalam berbagai kegiatan baik kegiatan akademik maupun non – akademik. Dalam kegiatan akademik penulis aktif mengikuti seminar-seminar. Dalam kegiatan non-akademik penulis aktif dalam keorganisasian, penulis menjabat sebagai Kepala Biro Mitra Alumni pada Departemen Hubungan Luar Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2020-2021. Lalu penulis juga menjabat sebagai Staf Ahli Divisi Racing pada Mesin ITS Autosport periode 2020-2021 serta turut aktif di dalam banyak kegiatan kemahasiswaan lainnya. Selain keorganisasian, penulis juga aktif dalam kegiatan kompetisi antar kampus seperti pertandingan basket Campus League, dan juga kompetisi basket dalam kampus dan kerap mendapatkan juara.

Untuk segala informasi, saran, dan kepentingan yang berhubungan dengan penelitian ini silahkan menghubungi penulis melalui heylynce@gmail.com.