



TESIS-TM185400

**ANALISIS TERMAL DAN OPTIMASI PLTU
BERBAHAN BAKAR *LOW RANK COAL* DENGAN
VARIASI *FLUE GAS RECIRCULATION***

**I GEDE DARMADI
02111750078002**

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Kerjasama PT. Indonesia Power
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh November
Surabaya
2020



TESIS-TM185400

**ANALISIS TERMAL DAN OPTIMASI PLTU
BERBAHAN BAKAR *LOW RANK COAL* DENGAN
VARIASI *FLUE GAS RECIRCULATION***

**I GEDE DARMADI
02111750078002**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Kerjasama PT. Indonesia Power
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh November
Surabaya
2020**

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

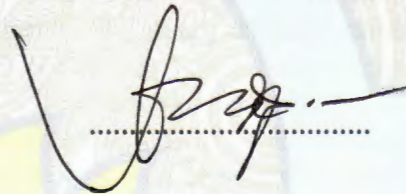
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
I GEDE DARMADI
02111750078002

Tanggal Ujian: 17 Januari 2020
Periode Wisuda: Maret 2020

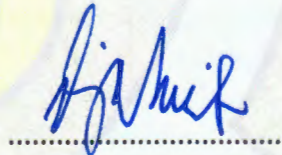
Disetujui oleh:
Pembimbing:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
NIP 195312191981031001

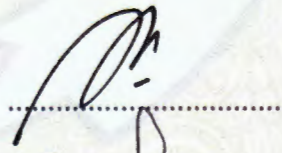


Penguji:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng
NIP 195310191979031002



2. Ary Bachtiar K. P., S.T., M.T., Ph.D
NIP 197105241997021001




3. Bambang Arip D., S.T., MSc., Ph.D
NIP 197804012002121001



Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem




Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng., Sc.
NIP 196604021989031002

Halaman ini sengaja dikosongkan

Analisis Termal Dan Optimasi PLTU Berbahan Bakar *Low Rank Coal* dengan Variasi *Flue Gas Recirculation*

Nama Mahasiswa : I Gede Darmadi
NRP : 02111750078002
Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W, ME.

ABSTRAK

PLTU Unit 1-4 Suralaya (4 x 400 MW) merupakan *coal fired power plant* dengan *subcritical-boiler* tipe *radiant tower* yang dilengkapi dengan sistem pemanasan ulang (*reheat*) serta desain bahan bakar menggunakan *medium rank coal*. Terdapat beberapa cara untuk meningkatkan kinerja *coal fired power plant* salah satunya adalah *flue gas recirculation* (FGR) *system*. Sistem ini dapat meningkatkan kinerja pembangkit terutama saat beban dibawah *maximum continuous rating* (MCR). Sistem FGR meningkatkan laju aliran gas buang yang memasuki *superheater* dan *reheater* untuk meningkatkan perpindahan panas secara konveksi. Sistem FGR ini sudah terpasang pada *boiler* Unit 1-4 Suralaya tetapi tidak difungsikan secara menerus. Penelitian lebih lanjut diperlukan untuk mengevaluasi efek FGR pada beberapa variasi beban dan perubahan bahan bakar dari *medium rank coal* (MRC) ke *low rank coal* (LRC) terhadap unjuk kerja PLTU.

Penelitian ini didasarkan pada analisis termodinamika dan dimodelkan melalui perangkat lunak *Cycle-Tempo* 5.0. Operasi FGR dinyatakan dalam 3 (tiga) variasi operasi FGR, yaitu model pertama tanpa FGR, model kedua menggunakan FGR yang dicerat dari *outlet economizer* dan model ketiga menggunakan FGR yang dicerat dari *outlet reheater*. Jumlah aliran massa FGR divariasikan 5-30% dari total *flue gas*. Variasi penggunaan batubara adalah sesuai desain *medium rank coal* (5242 kCal/kg) dan *low rank coal* (4280 kCal/kg). Variasi pembebanan untuk pemakaian kedua jenis bahan bakar tersebut adalah 100%, 75% dan 65% MCR. Setelah model dievaluasi dan divalidasi dengan desain *heat balance* serta desain *boiler* Unit 1-4, dilanjutkan dengan mengalirkan FGR ke dalam boiler melalui 3 (tiga) variasi aliran, yaitu *gas furnace* (GF), *gas tempering* (GT) dan kombinasi keduanya. Rasio kombinasi antara GF dan GT adalah 10-90% GF dan 10-90% GT.

Variasi optimum pengoperasian FGR untuk mendapatkan efisiensi optimal dengan risiko rendah *overheating* dan *slagging* pada pengoperasian batubara *low rank coal* diperoleh pada simulasi pada model kedua dengan FGR 30% sebagai berikut, batubara 5242 kCal/kg (MRC) pada beban 100% MCR dengan distribusi 60% GF dan 40% GT efisiensi 42,26%, pada beban 75% MCR dengan distribusi 30% GF dan 70% GT efisiensi 41,86%, pada beban 65% MCR dengan distribusi 30% GF dan 70% GT efisiensi 41,31%. Batubara 4280 kCal/kg (LRC) pada beban 100% MCR dengan distribusi 80% GF dan 20% GT efisiensi 38,83%, pada beban 75% MCR dengan distribusi 50% GF dan 50% GT efisiensi 36,10%, pada beban 65% MCR dengan distribusi 20% GF dan 70% GT efisiensi 34,32%.

Kata kunci: *Flue Gas Recirculation, Coal Fired Power Plant, Low Rank Coal, Cycle-Tempo, Rasio FGR*

Halaman ini sengaja dikosongkan

Analysis and Optimization of Coal-Fired Power Plant Under A Proposed Low-Rank Coal with Flue Gas Recirculation Mode

Student Name : I Gede Darmadi
Student Identity Number : 02111750078002
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W, ME.

ABSTRACT

Suralaya Unit 1-4 (4 x 400 MW) is a coal fired power plant with a radiant tower type subcritical boiler equipped with a reheat system and fuel design using medium rank coal. There are several measures to improve the performance of coal fired power plants, one of the measures is the flue gas recirculation (FGR) system. This system can improve the performance of plants, especially at lower loads than maximum continuous rating (MCR). The FGR system increases the rate of exhaust gas flow entering the superheater and reheater to increase convection heat transfer. This FGR system is installed on Suralaya Unit 1-4 boilers. Further study is needed to evaluate the effect of FGR on various load variations and fuel changes from medium rank coal (MRC) to low rank coal (LRC).

This study is based on thermodynamic analysis and is modeled through Cycle-Tempo 5.0 software. FGR operation with three variations, the first model without FGR, the second model with FGR which flue gas extraction from the outlet economizer and the third model with FGR which flue gas extraction from the reheater outlet. Variation flow rate FGR from 5-30% from total flue gas. The variations operation of coal is according to the design of medium rank coal (5242 kCal / kg) and proposed low rank coal (4200 kCal / kg). The Load variation of both types of fuel is 100%, 75% and 65% MCR. After the model is evaluated and validated with the heat balance design and boiler unit 1-4 design, it is continued by flowing the FGR into the boiler through 3 (three) flow variations, gas furnace (GF), tempering gas (GT) and combination of both. Combination of GF and GT are 10-90% GF and 10-90% GT.

The optimum variation of FGR operation to get optimum efficiency with a low risk of overheating and slagging is obtained in the simulation on the second model for LRC operation with 30% ratio of FGR. MRC of 5242 kCal/kg at loads 100% MCR with combination direction 60% GF and 40% GT efficiency 42.26%, at load 75% MCR with combination direction 30% GF and 70% GT efficiency 41.86%, at load 65% MCR with combination direction 30% GF and 70% GT efficiency 41.31%. LRC of 4280 kCal/kg at loads 100% MCR with combination direction 80% GF and 20% GT efficiency 38.83%, at load 75% MCR with combination direction 50% GF and 50% GT efficiency 36.10%, at load 65% MCR with combination direction 30% GF and 70% GT efficiency 34.32%.

Keywords : Flue Gas Recirculation, Coal Fired Power Plant, Low Rank Coal, Cycle-Tempo, FGR Ratio

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Ida Sang Hyang Widhi Wasa/ Tuhan Yang Maha Esa, karena atas limpahan rahmat dan karunia-Nya tesis ini dapat terselesaikan tepat waktu. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak yang berkenan membantu dan mendukung baik secara moril dan materiil dalam proses penyelesaian tesis ini, antara lain:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu untuk mengarahkan penulis dalam menyusun tesis ini.
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, Ary Bachtіar K. P., ST., MT., Ph.D. dan Dr. Bambang Arip D., ST., M.Eng. sebagai dosen penguji sidang tesis yang telah memberikan saran dan masukan untuk memperbaiki tesis ini.
3. Istri tercinta Ni Putu Eny Sarmini, Bapak dan Ibu tersayang serta Ibu Mertua atas doa restunya selama ini, anak-anakku tercinta Vika, Dipa dan Vidya, serta anggota keluarga lainnya yang selalu memberikan dukungan kepada penulis dalam penyelesaian tesis ini, terima kasih buat kesabaran, motivasi, dukungan dan doa-doanya selama ini.
4. Bapak-bapak dan Ibu-ibu dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya
5. Seluruh jajaran direksi dan manajemen PT. Indonesia Power yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk belajar dan menuntut ilmu di Teknik Mesin FTI ITS Surabaya
6. Manajemen dan rekan-rekan PT. Indonesia Power Suralaya PGU dan PT. Indonesia Power Kantor Pusat atas dukungan, bantuan, dan referensi data penelitian yang diberikan selama ini.
7. Rekan-rekan Manajemen Energi Teknik Mesin FTI-ITS.
8. Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas dukungan dan bantuannya selama ini.

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Tesis ini. Akhir kata, semoga tesis ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat memberikan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 17 Januari 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN TESIS	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
4.1 Latar Belakang Masalah	1
4.2 Perumusan Masalah	2
4.3 Tujuan Penelitian	3
4.4 Batasan Masalah	3
4.5 Manfaat Penelitian	3
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1. <i>Boiler</i>	5
2.2. Prinsip Pembakaran	8
2.2.3. Sistem Udara <i>Boiler</i>	9
2.2.3. Sistem Resirkulasi Gas.....	10
2.2.3. Perhitungan Efisiensi <i>Boiler</i>	14
2.3. Program <i>Cycle Tempo</i>	20
2.3.1. Pengenalan Program <i>Cycle Tempo</i>	20
2.3.2. Aparatus dalam <i>Cycle-Tempo</i>	21
2.3.3. Pemodelan Resirkulasi Gas Pembakaran Pada <i>Boiler</i>	23

2.4. Penelitian Terdahulu.....	25
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	31
3.1. Tahap - Tahap Penelitian.....	31
3.2. Diagram Alir Penelitian.....	32
3.3. Pengumpulan Data	32
3.4.1 <i>Boiler (with superheater dan reheater)</i> sebanyak 1 (satu) unit.....	32
3.4.2 <i>Fuel (Batubara)</i>	33
3.4.3 <i>Gas recirculation fan (GR Fan)</i> sebanyak 2 unit	36
3.4.4 <i>Primary air fan (PA Fan)</i> sebanyak 2 unit.....	36
3.4.5 <i>Forced draft fan (FD Fan)</i> sebanyak 2 unit	37
3.4.6 <i>Induced draft fan (ID Fan)</i> sebanyak 2 unit	37
3.4.7 Peralatan utama lainnya.....	38
3.4. Pemodelan dan Simulasi	38
3.5. Alokasi Waktu Penelitian.....	40
BAB 4 HASIL SIMULASI DAN PEMBAHASAN	47
4. 1 . Data Pendukung Pemodelan.....	47
4.4.1 Data Desain <i>Heat Balance</i> dan Temperatur <i>Flue Gas Boiler</i>	47
4.4.2 Data <i>Performance Test</i>	48
4. 2 . Pemodelan <i>Cycle-Tempo</i> Unit 3 Suralaya.....	48
4. 3 Perhitungan Efisiensi dan Heat Rate	52
4. 4 . Analisis Hasil Pemodelan <i>Cycle Tempo</i>	55
4.4.1 Analisis Hasil Pemodelan <i>Without FGR</i> (Model 1)	55
4.4.2 Analisis Hasil Pemodelan <i>Cycle Tempo</i> Model 2	64
4.4.3 Analisis Hasil Pemodelan <i>Cycle Tempo</i> Model 3	77
4.4.4 Analisis Perbandingan Hasil Simulasi Model 2 Dan Model 3	90

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	95
5.1. Kesimpulan	95
5.2. Saran	96
DAFTAR PUSTAKA	97
LAMPIRAN	99
BIOGRAFI PENULIS	107

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Boiler</i> Unit 1-4 dilihat dari sisi timur (Mursal, 2002)	6
Gambar 2.2 <i>Flow pattern of horizontal (wall) firing</i> (Singer, 1991)	8
Gambar 2.3 Aliran udara pembakaran dan <i>flue gas</i> pada <i>boiler</i> unit 1-4 Suralaya (B&W Canada, 1984).....	9
Gambar 2.4 Aliran <i>Gas Recirculation</i> dan <i>Gas Tempering</i> PLTU Unit 1-4 Suralaya (B&W Canada, 1984).....	11
Gambar 2.5 Ilustrasi <i>Flue Gas Recirculation System</i> Unit 1-4	13
Gambar 2.6 Perhitungan Efisiensi Dengan Metode Langsung	14
Gambar 2.7 Perhitungan Efisiensi Dengan Metode Tidak Langsung.....	15
Gambar 2.8 Tampilan <i>Windows Cycle-Tempo Release 5.1 (Cycle-Tempo Operation Manual)</i>	21
Gambar 2.9 Pemodelan FGR <i>Boiler</i> PLTU Unit 1-4 Suralaya.....	23
Gambar 2.10 Diagram Alir Komponen Utama PLTU Unit 1-4 Suralaya (<i>Include Flue Gas Recirculation</i>).....	24
Gambar 2.11 Gambar Ilustrasi Usulan Sistem FGR yang Baru (Guoqiang dkk, 2015)	25
Gambar 2.12 Temperatur <i>Reheat Steam</i> Pada Beberapa <i>Recirculation Rate</i> (Guoqiang dkk, 2015)	26
Gambar 2.13 Grafik Hasil Optimasi <i>Recirculation Rate</i> dan <i>Coal Input</i> (Guoqiang dkk, 2014)	28
Gambar 2.14 Perubahan Temperatur Gas Sesuai Suplai Lokasi Resirkulasi Gas	29
Gambar 2.15 Perbandingan <i>Relative Heat Flux</i> Antara FGR <i>Test</i> dan Referensi	30
Gambar 2.16 <i>Schematic Diagram Of Ash Formation And Transformation</i>	30
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	32
Gambar 3.2 Heat Balance <i>Load</i> 400 MW PLTU Unit 3-4 Suralaya (Babcok & Wilcox, 1986).....	42
Gambar 3.3 Pemodelan Unit 1-4 Tanpa <i>Flue Gas Recirculation</i> (Model 1).....	43
Gambar 3.4 Pemodelan Unit 1-4 menggunakan FGR dengan ekstraksi <i>flue gas</i> dari <i>Economizer Outlet</i> (Model 2).....	44

Gambar 3.5 Pemodelan Unit 1-4 menggunakan FGR dengan ekstraksi <i>flue gas</i> dari <i>Reheater Outlet</i> (Model 3).....	45
Gambar 4.1 Validasi Model 1 <i>Without</i> FGR Pada 100% MCR, Batubara 5242 kCal/kg	50
Gambar 4.2 Nilai Efisiensi Unit Pembangkit <i>Without</i> FGR (Kasus 1)	56
Gambar 4.3 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 100% MCR	58
Gambar 4.4 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 75% MCR	59
Gambar 4.5 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 65% MCR	60
Gambar 4.6 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 100% MCR	61
Gambar 4.7 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 75% MCR	62
Gambar 4.8 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 65% MCR	63
Gambar 4.9 Nilai Efisiensi Simulasi Model 2 (5242) FGR Arah GF atau GT	64
Gambar 4.10 Nilai Efisiensi Simulasi Model 2 (4280) FGR Arah GF atau GT ...	65
Gambar 4.11 Hasil Simulasi <i>Aux. Power</i> Model 2 100%, 75% dan 65% MCR...	66
Gambar 4.12 Hasil Simulasi Model 2 (5242) 100% MCR Arah GF dan GT	68
Gambar 4.13 Hasil Simulasi Model 2 (5242) 75% MCR Arah GF dan GT	68
Gambar 4.14 Hasil Simulasi Model 2 (5242 kCal/kg) 65% MCR Arah ke GF dan GT.....	69
Gambar 4.15 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 100% MCR Arah ke GF dan GT.....	69
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 75% MCR Arah ke GF dan GT.....	70
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 65% MCR Arah ke GF dan GT.....	70
Gambar 4.18 Hasil Simulasi Model 2 100% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 60/40%	71
Gambar 4.19 Hasil Simulasi Model 2 75% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 30/70%	72
Gambar 4.20 Hasil Simulasi Model 2 65% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 40/60%	73
Gambar 4.21 Hasil Simulasi Model 2 100% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 80/20%	74

Gambar 4.22 Hasil Simulasi Model 2 75% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 60/40%	75
Gambar 4.23 Hasil Simulasi Model 2 65% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 40/60%	76
Gambar 4.24 Nilai Efisiensi Simulasi Model 3 (5242) FGR Arah GF atau GT ...	77
Gambar 4.25 Nilai Efisiensi Simulasi Model 3 (4280) FGR Arah GF atau GT ...	78
Gambar 4.26 <i>Aux. Power</i> Model 3 100%, 75% dan 65% MCR (5242 dan 4280 kCal/kg).....	78
Gambar 4.27 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 100% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	81
Gambar 4.28 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 75% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	81
Gambar 4.29 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 65% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	82
Gambar 4.30 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 100% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	82
Gambar 4.31 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 75% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	83
Gambar 4.32 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 65% MCR FGR Diarahkan ke <i>Damper</i> GF dan <i>Damper</i> GT	83
Gambar 4.33 Hasil Simulasi Model 3 100% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 60/40%	84
Gambar 4.34 Hasil Simulasi Model 3 75% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 20/80%	85
Gambar 4.35 Hasil Simulasi Model 3 65% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 20/80%	86
Gambar 4.36 Hasil Simulasi Model 3 100% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 90/10%	87
Gambar 4.37 Hasil Simulasi Model 3 75% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 70/30%	88
Gambar 4.38 Hasil Simulasi Model 3 65% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 60/40%	89

Gambar 4.39 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 100% MCR	92
Gambar 4.40 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 75% MCR	92
Gambar 4.41 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 65% MCR	93

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Simbol dan Kontribusi Aparatus dalam <i>Cycle-Tempo</i>	22
Tabel 3.1 Parameter Utama Desain <i>Boiler</i> Unit 1-4 Suralaya	33
Tabel 3.2 Desain batubara <i>Boiler</i> Unit 1-4 Suralaya	33
Tabel 3.3 Kebutuhan Bahan Bakar Batubara Sesuai Desain <i>Boiler</i> Unit 1-4 Suralaya	34
Tabel 3.4 Karakteristik bahan bakar <i>low rank coal</i> KPC 4200 kcal/kg.....	35
Tabel 3.5 Data <i>Performance Test Gas Recirculation Fan</i>	36
Tabel 3.6 Data <i>Performance Test Primary Air Fan</i>	37
Tabel 3.7 Data <i>Performance Test Forced Draft Fan</i>	37
Tabel 3.8 Data <i>Performance Test Induced Draft Fan</i>	38
Tabel 3.9 Variasi Operasi <i>Gas Recirculation System</i>	40
Tabel 3.10 Parameter <i>Input to Cycle Tempo</i>	40
Tabel 3.11 Alokasi Waktu Penelitian.....	41
Tabel 3.12 <i>Matrix Energy dan Mass Balance</i>	46
Tabel 4.1 <i>Fusion Point of Ash</i>	48
Tabel 4.2 Hasil Performance Test 100% MCR Unit 3 Suralaya	48
Tabel 4.3 Validasi Model 1 <i>Without FGR</i> 100% MCR 5242 kCal/kg.....	51
Tabel 4.4 Hasil Simulasi Model 1 Pada Batubara 5242 kCal/kg.....	55
Tabel 4.5 Hasil Simulasi Model 1 Pada Batubara 4280 kCal/kg.....	56
Tabel 4.6 Perbandingan Hasil Optimum Simulasi MRC	90
Tabel 4.7 Perbandingan Hasil Optimum Simulasi LRC	91

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

PLTU UP Suralaya Unit 1-4 dibangun secara bertahap pada tahun 1980-1989 untuk memenuhi peningkatan kebutuhan daya listrik di Jawa Barat dan DKI Jakarta. Pembangkit ini terdiri dari 4 (empat) unit dengan masing-masing daya terpasang 400 MW (*gross*), bahan bakar utama adalah batubara, teknologi *subcritical boiler, tandem compound quadruple exhaust reheat condensing turbine* dengan sistem pendinginan *once through* menggunakan air laut.

Penyerapan panas yang terjadi pada *superheater* dan *reheater* terdiri dari dua cara yaitu radiasi dan konveksi, dengan proposi terbesar adalah konveksi. Pada saat beban *boiler* turun dari *MCR (maximum continuous rating)* sampai dengan beban rendah, kuantitas gas hasil pembakaran (*flue gas*) yang melewati *superheater* dan *reheater* akan berkurang. Hal ini berdampak penyerapan panas di *superheater* dan *reheater* yang selanjutnya diikuti dengan penurunan temperatur *superheater* dan *reheater*.

Untuk mempertahankan temperatur *reheater* pada beban rendah, sebagian kecil dari *flue gas* disirkulasikan kembali dari *outlet economizer* melalui mekanisme *flue gas recirculation (FGR)* masuk ke *furnace* bagian bawah. FGR bertujuan untuk meningkatkan kuantitas *flue gas* melewati *superheater* dan *reheater*. Peningkatan kuantitas *flue gas* dapat meningkatkan perpindahan panas secara konveksi pada *superheater* dan *reheater*, sehingga temperatur *outlet superheater* dan *reheater* meningkat.

FGR selain dapat meningkatkan temperatur uap *reheater* dapat juga sebagai pengontrol *slagging tube boiler* di *furnace exit* melalui mekanisme *gas tempering*. Pada saat *boiler* menggunakan batubara dengan *index slagging* tinggi, temperatur *flue gas* keluar *furnace* dapat dikontrol dengan cara mengarahkan FGR melalui *tempering damper* yang berada tepat di atas *furnace exit* gas. *Gas tempering* pada dasarnya tidak dibutuhkan pada operasi normal, hanya pada saat menggunakan bahan bakar dengan *slagging index* (B&W Canada, 1984).

Boiler Unit 1-4 Suralaya didesain menggunakan *medium rank coal* dengan nilai kalor rata-rata 5242 kCal/kg yang berasal dari tambang Bukit Asam. Saat ini harga batubara 5242 kCal/kg sudah mengalami peningkatan, kemungkinan penyebabnya adalah jumlah cadangan diperkirakan sudah mulai menurun. Kenaikan harga batubara menyebabkan biaya pokok produksi (BPP) pembangkit akan meningkat. Untuk mengatasi kenaikan BPP tersebut, harus dilakukan perubahan penggunaan jenis batubara yang digunakan dari *medium rank coal* menjadi *low rank coal*.

Perubahan penggunaan jenis batubara tersebut akan berdampak pada perubahan pola operasi terutama pada *boiler*. Proses pembakaran dengan nilai kalori lebih rendah akan meningkatkan laju aliran massa atau laju konsumsi batubara. Pemakaian batubara dengan nilai kalor lebih rendah juga meningkatkan potensi terbentuknya *slagging* karena *slagging index* batubara *low rank coal* lebih tinggi dibandingkan dengan *medium rank coal*.

Penelitian ini akan fokus kepada pengaruh perubahan penggunaan bahan bakar batubara terhadap performa unit dengan memvariasikan resirkulasi gas hasil pembakaran *boiler*.

1.2 Perumusan Masalah

Penggunaan bahan bakar *low rank coal* pada dasarnya akan menyebabkan penurunan efisiensi *boiler*, kemungkinan terbentuknya *slagging* tinggi dan kemungkinan terjadi *overheating* pada pipa *boiler* sangat tinggi. Hal ini akan menjadi salah satu risiko operasi *boiler* yang dapat menyebabkan unit *shutdown* untuk perbaikan dan pembersihan *slagging*. Untuk itu diperlukan suatu cara mengatasi penurunan efisiensi *boiler* dan mengurangi risiko terbentuknya *slagging* di *boiler* dengan memvariasikan penggunaan resirkulasi gas hasil pembakaran. Hal-hal yang perlu dianalisis adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana membuat pemodelan dan simulasi PLTU Unit 1-4 UP Suralaya dengan menggunakan *software Cycle Tempo 5.0*.
2. Bagaimana pengaruh perubahan kualitas bahan bakar terhadap performa *boiler* unit 1-4 Suralaya.

3. Bagaimana mendapatkan variasi pengoperasian FGR yang optimum untuk meminimumkan terjadinya *overheating* dan potensi terbentuknya *slagging* di *boiler* unit 1-4 Suralaya.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Membuat pemodelan PLTU Unit 1-4 Suralaya dengan menggunakan *software Cycle Tempo 5.0* untuk beberapa variasi pola operasi FGR.
2. Mengetahui pengaruh perubahan penggunaan bahan bakar batubara terhadap efisiensi pembangkit PLTU Unit 1-4 Suralaya.
3. Mengetahui kontribusi FGR terhadap efisiensi pembangkit PLTU Unit 1-4 Suralaya.
4. Mengetahui variasi pola operasi optimum FGR dengan arah aliran sirkulasi ke *gas furnace damper*, *gas tempering damper* atau kombinasi keduanya terhadap penurunan risiko *overheating* dan pembentukan *slagging* pada *boiler* PLTU Unit 1-4 Suralaya.

1.4 Batasan Masalah

Agar tesis ini sesuai dengan tujuan di atas maka diperlukan batasan-batasan masalah sebagai berikut :

1. Pemodelan berdasarkan data *heat balance* PLTU Unit 1- 4 UP Suralaya.
2. Pemodelan dan simulasi menggunakan *software Cycle Tempo 5.0*.
3. Analisis berdasarkan data *manual book* dan *performance test* PLTU Unit 1-4 Suralaya.
4. Simulasi menggunakan *software Cycle Tempo 5.0* dititikberatkan pada variasi FGR dengan variasi beban 100%, 75% dan 65% MCR.
5. Besarnya variasi rasio FGR maksimum dibatasi oleh data *performance test Gas Recirculation Fan*.
6. Kondisi operasi *steady state*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh melalui penelitian ini antara lain:

1. Mampu menggambarkan karakteristik termodinamika dari sistem PLTU Unit 1-4 Suralaya.
2. Data pengaruh pola operasi menggunakan bahan bakar *medium rank coal* dan *low rank coal* dengan variasi operasi FGR terhadap efisiensi pembangkit dapat digunakan sebagai informasi kepada bidang operasi untuk dapat mengoperasikan pembangkit lebih optimal.
3. Data variasi pengaruh pola operasi FGR pada penggunaan bahan bakar *low rank coal* dapat digunakan sebagai informasi bagi *corporate* saat menyusun sejumlah strategi perubahan penggunaan bahan bakar *boiler (coal switching)* dari *medium rank coal* ke *low rank coal*.

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. *Boiler*

Boiler atau biasa disebut juga *steam generator* merupakan salah satu peralatan utama dalam sistem pembangkitan tenaga listrik. Fungsi dari *boiler* adalah untuk mengubah air menjadi uap dengan memanfaatkan energi dari bahan bakar. Bahan bakar *boiler* dapat berupa gas, minyak, batubara dan cangkang sawit. Bahan bakar yang saat ini paling banyak digunakan adalah batubara.

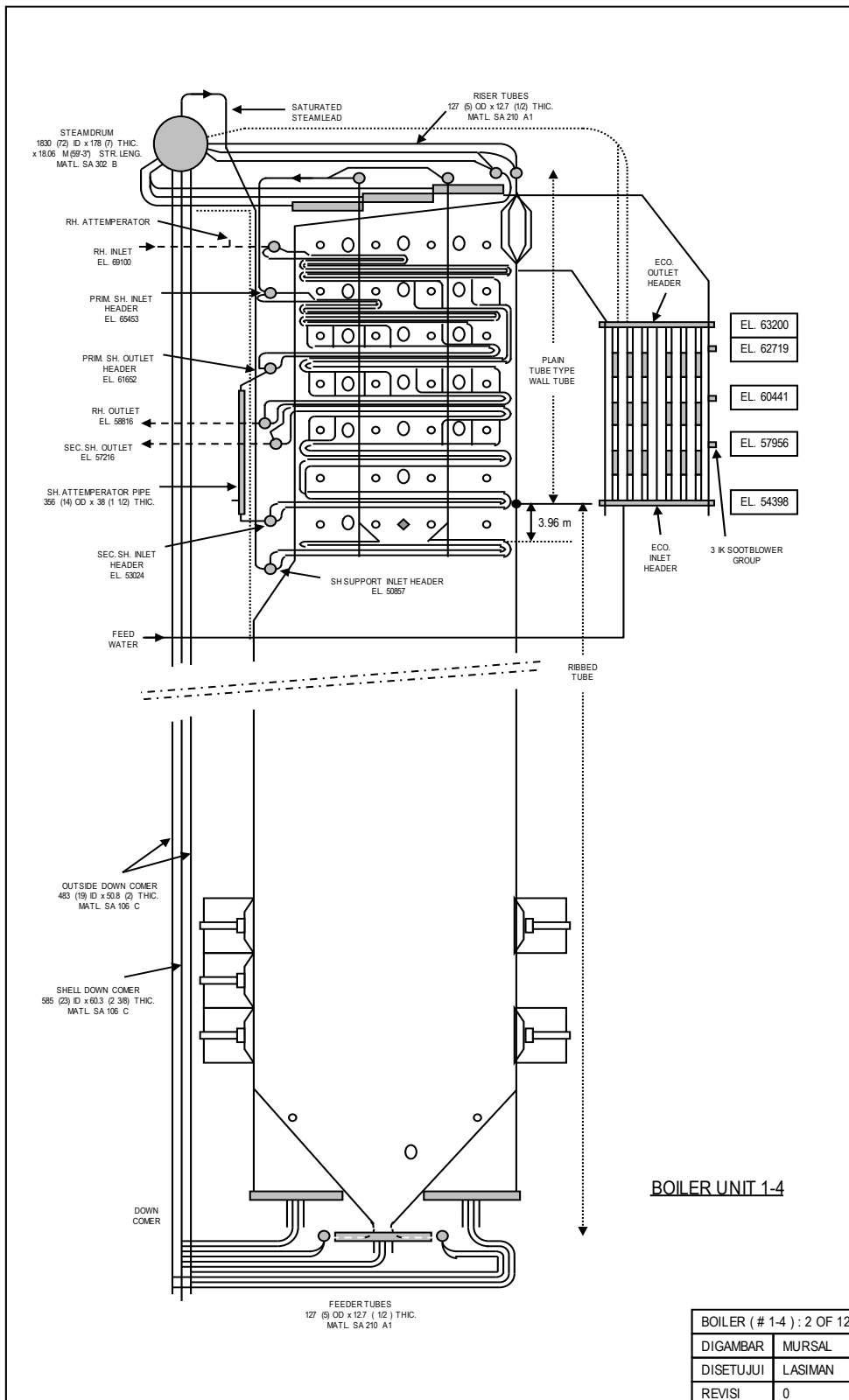
Boiler PLTU Suralaya Unit 1-4 adalah *boiler* yang diproduksi oleh Babcock dan Wilcox Canada, dengan tipe *radiant tower outdoor boiler (RB Type) with fully drainable superheater and reheater composed of radiant and convective sections*. *Boiler* ini masih termasuk dalam *range subcritical, balanced draft natural circulation, single reheat type, top supported with single drum* (Babcock and Wilcox Canada, 1984).

2.1.1 *Boiler Drum*

Boiler drum terletak pada bagian atas *boiler*. *Boiler drum* memiliki 2 (dua) fungsi utama, yaitu untuk memisahkan uap air yang terkandung di dalam *steam* yang diproduksi dari *furnace* dan untuk mengurangi kandungan *dissolved solid* di dalam *steam* agar nilainya di bawah batasan yang dipersyaratkan melalui mekanisme *continuous blow down (CBD) system*.

2.1.2 *Economizer*

Economizer terletak pada bagian paling belakang susunan pipa *boiler*, yang berfungsi sebagai pemanas awal air umpan *boiler* sebelum masuk ke *boiler drum*. Pemanasan pipa *economizer* menggunakan *flue gas* yang keluar dari *boiler*. Terdapat 3 (tiga) susunan utama pipa *economizer*, yaitu *economizer inlet bank*, *economizer intermediate bank* dan *economizer outlet bank*. Temperatur *flue gas* memasuki *economizer* adalah 511 °C dan temperatur *flue gas* keluar *economizer* adalah 352 °C.



Gambar 2.1 Boiler Unit 1-4 dilihat dari sisi timur (Mursal, 2002)

2.1.3 Superheater

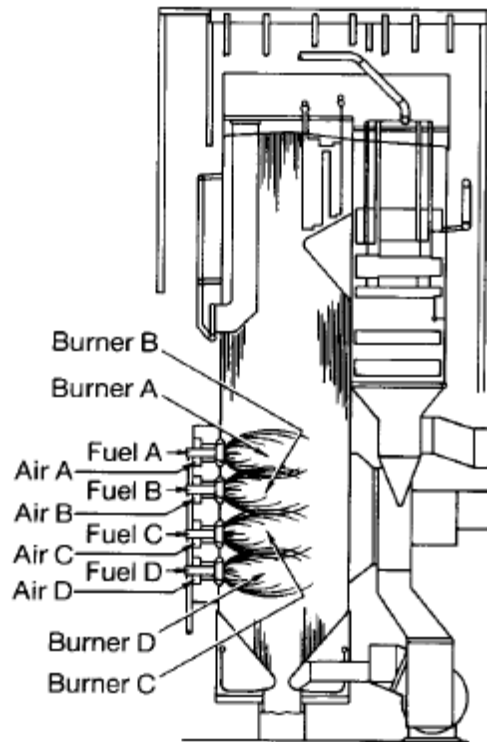
Superheater merupakan rangkaian elemen pipa yang berfungsi untuk memanaskan uap (*saturated steam*) hingga menjadi uap panas lanjut atau *superheated steam*. *Superheater* terdiri dari 6 (enam) bagian besar, yaitu *Superheater support*, *primary superheater inlet*, *primary superheater outlet*, *secondary superheater inlet*, *secondary superheater intermediate* dan *secondary superheater outlet*. Temperatur uap keluar dari *secondary superheater outlet* adalah 538 °C, dengan tekanan uap sebesar 170 kg/cm². Temperatur *flue gas* keluar dari *furnace exit* yang kemudian masuk melewati *superheater* adalah 1232 °C, setelah keluar dari *superheater* temperatur *flue gas* menjadi 921 °C.

2.1.4 Reheater

Reheater berfungsi untuk memanaskan kembali uap atau *steam* yang keluar dari *high pressure turbine* menjadi 538 °C. Rangkaian pipa *reheater* terdiri dari 3 (tiga) bagian besar, yaitu *reheater inlet*, *reheater intermediate* dan *reheater outlet*. Temperatur *flue gas* masuk ke *reheater* adalah 921 °C, dan ke luar *reheater* pada temperatur 511 °C.

2.1.5 Burner System

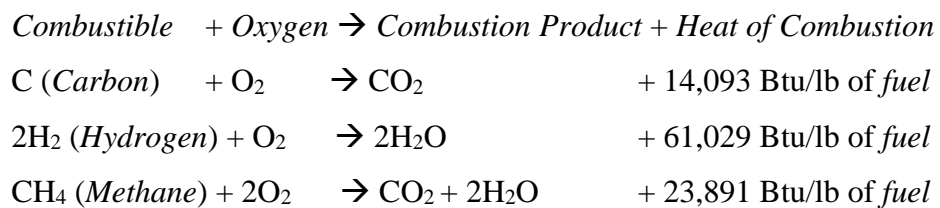
Burner berfungsi sebagai penstabil pembakaran dan sebagai tempat *fuel mixing*. *Burner* yang terpasang pada *boiler* unit 1-2 adalah *low-nox burner* sedangkan pada unit 3-4 *circular register burner*. Jumlah *burner* keseluruhannya berjumlah 35 satuan, dengan susunan *front-rear burner (horizontally fired systems)*. Pada bagian sisi depan atau *front boiler* terdapat 3 (tiga) level *burner*, yaitu level C, level B, level D sedangkan pada bagian sisi belakang atau *rear boiler* terdapat 2 (dua) level *burner*, yaitu level A dan E. Pada masing-masing *burner* level A-E terdapat 7 (tujuh) *burner*.



Gambar 2.2 *Flow pattern of horizontal (wall) firing* (Singer, 1991)

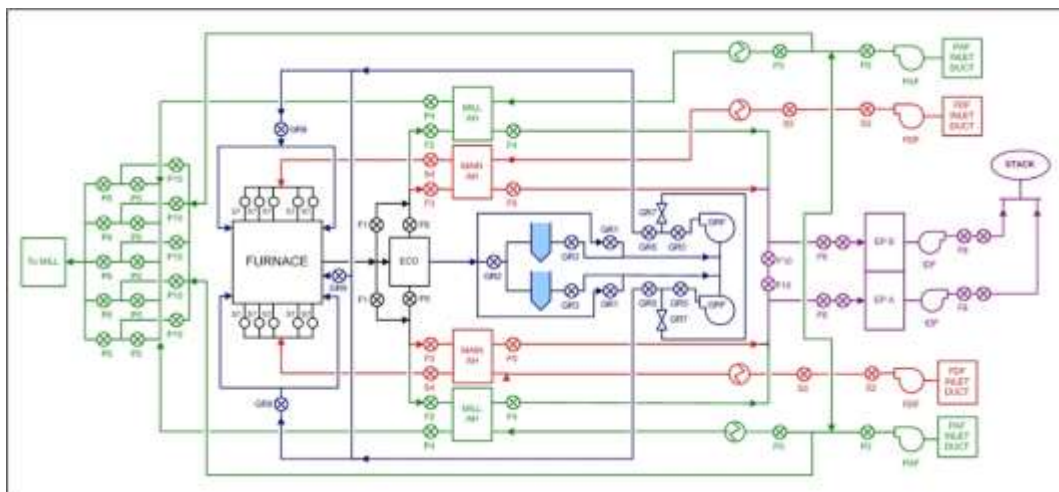
2.2. Prinsip Pembakaran

Pembakaran merupakan suatu reaksi kimia antara bahan bakar dan oksigen yang akan menghasilkan produk dan panas. Dalam hal ini batubara sebagai bahan bakar akan bercampur dengan udara pembakaran (oksigen) didalam *furnace boiler* untuk menghasilkan energi panas untuk memanaskan pipa *boiler* dan menghasilkan produk pembakarannya. Secara ideal bahan bakar dan oksigen akan terbakar secara proporsional, akan tetapi hal tersebut secara nyata tidak dapat dilakukan. *Excess air* tetap dibutuhkan dalam jumlah tertentu untuk meyakinkan pembakaran terjadi dengan sempurna dimana semua bahan bakar dapat habis terbakar. Secara umum reaksi kimia pembakaran dan contohnya adalah sebagai berikut (Steam 42, 2015):



2.2.3. Sistem Udara Boiler

Proses pembakaran pada boiler membutuhkan bahan bakar dan udara pembakaran dalam jumlah tertentu. Kebutuhan udara pembakaran ini disuplai oleh suatu sistem udara boiler berupa fan, ducting dan damper untuk mengatur kebutuhan udara pembakaran tersebut. Gambar dibawah ini adalah ilustrasi proses penyaluran udara pembakaran dan flue gas pada boiler unit 1-4 Suralaya.



Gambar 2.3 Aliran udara pembakaran dan flue gas pada boiler unit 1-4 Suralaya (B&W Canada, 1984)

Sistem udara pembakaran pada boiler unit 1-4 terdiri dari 2 (dua) bagian, yaitu udara primer atau *primary air* yang disuplai oleh *primary air fan* dan udara sekunder atau *secondary air* yang disuplai oleh *forced draft fan*.

Primary air fan berfungsi untuk mensuplai udara primer untuk menghantarkan serbuk batubara halus ke ruang bakar dan sekaligus mengeringkannya. Selain itu udara primer juga berfungsi sebagai udara pembakaran. Pada unit 1-4 Suralaya terdapat 2 (dua) buah *primary air fan* dengan fungsi beban masing-masing fan adalah 50%.

Forced draft fan berfungsi untuk mengalirkan udara sekunder yang berfungsi untuk mensuplai kebutuhan udara pembakaran langsung ke *burner*. Sebelum disuplai ke *burner* udara sekunder dipanaskan terlebih dahulu di *Main Air Heater* untuk menaikkan temperatur udara sekunder. Pada unit 1-4 Suralaya

terdapat 2 (dua) buah *forced draft fan* dengan fungsi beban masing-masing *fan* adalah 50%.

Karena tekanan dalam ruang bakar *boiler* dipertahankan vakum pada -5.1 mm.Wg., maka diperlukan *Induced Draft Fan*. Unit 1-4 Suralaya dilengkapi dengan dua *induced draft fan* yang bekerja dengan fungsi beban masing-masing 50%. IDF ini menghisap gas hasil pembakaran dari ruang bakar dan mengalirkannya melintasi *superheater*, *reheater* dan *economizer*.

Pada *boiler* unit 1-4 Suralaya terdapat juga sistem *flue gas recirculation* (FGR). Sebagian kecil *flue gas* tersebut diresirkulasikan kembali ke ruang bakar *boiler* dengan bantuan *gas recirculation fan*. Operasi GR Fan tidak mempengaruhi tekanan operasi di ruang bakar.

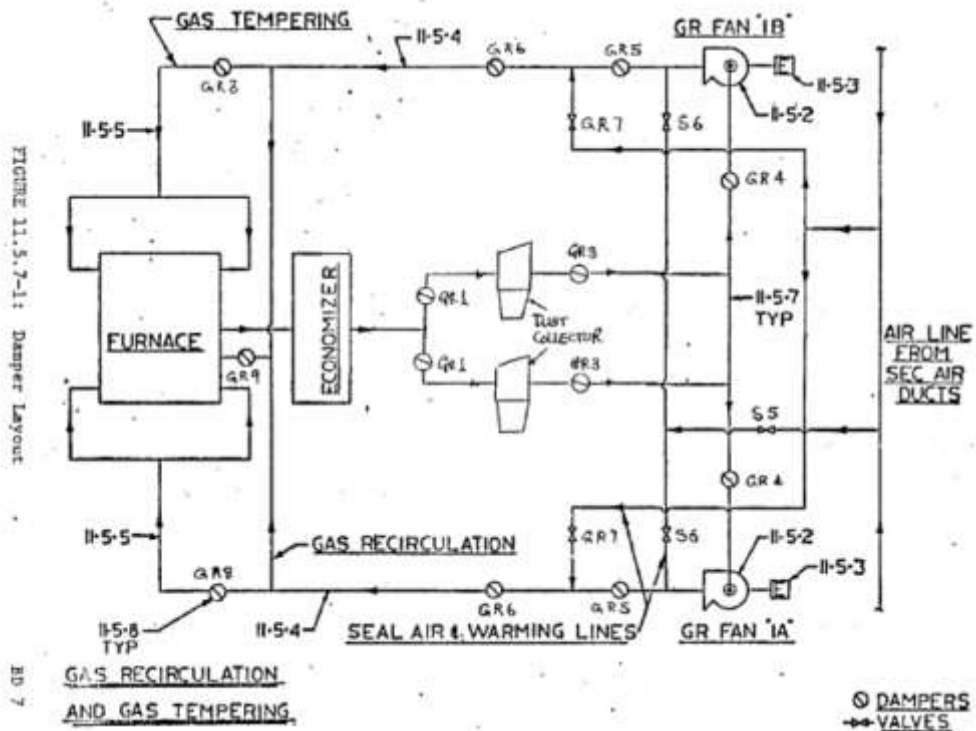
2.2.3. Sistem Resirkulasi Gas

Flue gas Recirculation (FGR) merupakan suatu sistem yang digunakan untuk mencerat gas buang dari keluaran *boiler* untuk disirkulasikan kembali ke ruang pembakaran. Salah satu tujuannya adalah untuk dapat mempengaruhi temperatur dan kecepatan gas hasil pembakaran. Peningkatan laju aliran dan temperature gas buang in mampu meningkatkan laju perpindahan panas pada *radiant heating surface* dan *convection heating surface* (Guoqiang Zhang, 2014).

Penyerapan panas pada pipa *boiler superheater* dan *reheater* diperoleh dari dua cara *heat transfer* yaitu radiasi dan konveksi. Konveksi merupakan mode *heat transfer* yang lebih dominan untuk menghantarkan panas ke *superheater* dan *reheater*. Pada saat beban *boiler* berkurang atau dibawah MCR, maka temperatur dan kuantitas *flue gas* akan berkurang. *Heat transfer* secara konveksi di *superheater* dan *reheater* berkurang. Hal ini menyebabkan temperatur uap *superheater* dan *reheater* akan turun.

Dalam rangka mempertahankan temperatur uap *superheater* dan *reheater* pada beban dibawah MCR, sebagian kecil *flue gas* yang keluar dari *economizer* disirkulasikan kembali melalui mekanisme *flue gas recirculation system* kembali ke dalam *furnace*. *Flue gas* yang disirkulasikan kembali ke *furnace* akan mengambil panas dari *furnace* dan akan menambah kuantitas *flue gas* melewati *superheater* dan *reheater*. Kuantitas *flue gas* yang meningkat akan menambah *heat*

transfer secara konveksi, sehingga temperatur *outlet steam superheater* dan *reheater* akan meningkat.



Gambar 2.4 Aliran *Gas Recirculation* dan *Gas Tempering* PLTU Unit 1-4 Suralaya (B&W Canada, 1984)

Sistem *flue gas recirculation* yang terdapat pada PLTU Unit 1-4 mencerat *flue gas* dari *outlet economizer*, yang kemudian dapat dialirkan menuju ke 2 (dua) lokasi *ducting* dan *damper* pada *furnace*. Pertama dapat dialirkan ke *ducting* dan *damper* bagian bawah *furnace* atau disebut juga *gas recirculation/gas furnace*, kedua dapat dialirkan ke *ducting* dan *damper* bagian atas *furnace* atau disebut juga *gas tempering*.

Sistem *gas furnace* dan *gas tempering* dapat berfungsi untuk mengontrol terbentuknya *slagging* pada *boiler*. Potensi risiko terbentuknya *Slagging* pada *tube boiler water wall* dan *superheater* dapat dikurangi dengan mengoperasikan pembukaan *damper* pada *gas furnace* dan *gas tempering* untuk menurunkan *flue gas exit furnace temperature* (FEGT) sehingga *initial ash deformation/ ash melting temperature* tidak terlampaui. Pengoperasian sistem FGR untuk mengurangi

potensi *slagging* dilakukan pada saat menggunakan bahan bakar batubara dengan *index slagging* yang tinggi.

Model perhitungan termodinamika yang terjadi pada *furnace* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$V_{yz} = V_y + r_{yz}V_{yc} \quad (2.1)$$

dengan:

V_{yz} = the flue gas volume with FGR (m³/kg)

V_y = the gas volume without FGR (m³/kg)

r_{yz} = recirculation rate

V_{yc} = the flue gas volume at the extraction location (m³/kg).

Perhitungan *flue gas enthalpy* dan *average thermal capacity* di dalam *furnace* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h_{yz} = h_y + r_{yz}h_{yc} \quad (2.2)$$

$$(\bar{V}_{cp})_{yz} = (\bar{V}_{cp})_y + r_{yz}(\bar{V}_{cp})_{yc} \quad (2.3)$$

dengan:

h_{yz} = the flue gas enthalpy with FGR (kJ/kg)

h_y = the gas enthalpy without FGR (kJ/kg)

r_{yz} = recirculation rate

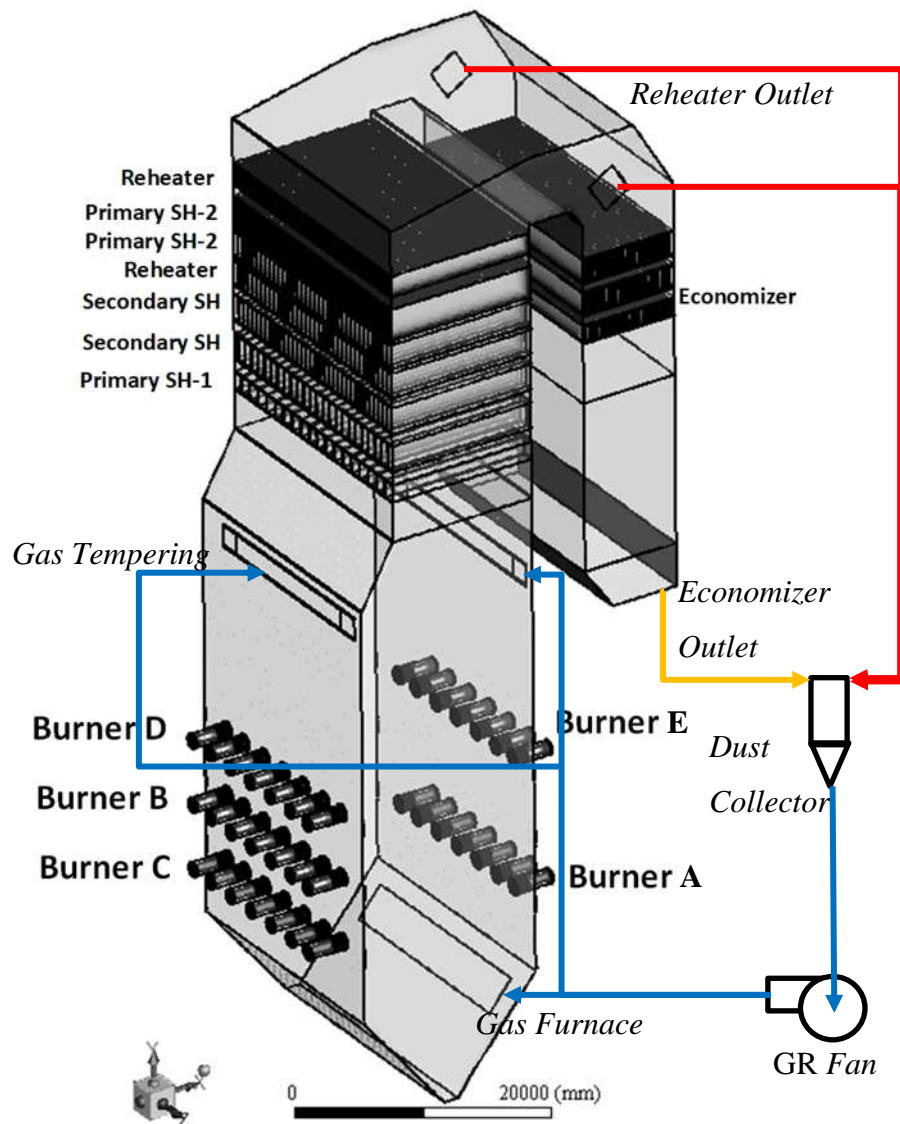
h_{yc} = the flue gas enthalpy at the extraction location (kJ/kg).

$(\bar{V}_{cp})_{yz}$ = average thermal capacity with FGR (kJ/ (kg °C))

$(\bar{V}_{cp})_y$ = average thermal capacity without FGR (kJ/ (kg °C))

$(\bar{V}_{cp})_{yc}$ = average thermal capacity at the extraction location (kJ/ (kg °C)).

Gambar berikut merupakan ilustrasi sistem FGR yang terdapat pada *boiler* PLTU Unit 1-4 Suralaya. Sistem FGR yang terpasang saat ini mengambil ekstraksi *flue gas* dari *economizer outlet*, yang dapat disirkulasikan kembali ke *damper* bawah (*gas recirculation*) dan ke *damper* atas (*gas tempering*).



Gambar 2.5 Ilustrasi *Flue Gas Recirculation System* Unit 1-4

Sistem FGR yang dibahas pada studi ini mengambil ekstraksi *flue gas* dari 2 (dua) lokasi yang berbeda yaitu *economizer outlet* (temperatur *flue gas* 352 °C) dan *reheater outlet* (temperatur *flue gas* 511 °C). *Flue gas* akan dihisap oleh *gas recirculation fan* melalui sebuah *multicyclone dust collector* yang berfungsi untuk memisahkan partikel abu yang terkandung dalam *flue gas* sebelum masuk ke *fan*. Hal ini dikarenakan partikel abu berpotensi menyebabkan erosi pada *impeller gas recirculation fan*.

2.2.3. Perhitungan Efisiensi Boiler

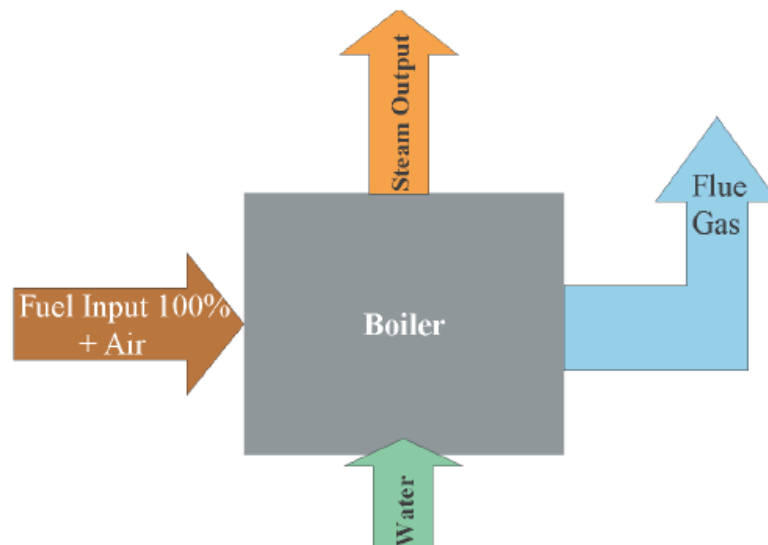
Efisiensi boiler akan menurun dari desain awal seiring dengan beroperasinya selama waktu tertentu, terutama akibat perpindahan panas yang tidak optimal. Hal ini disebabkan adanya *slagging* atau *fouling* pada permukaan luar pipa boiler dan terdapatnya kerak di internal pipa boiler. Selain itu penurunan efisiensi boiler dapat disebabkan oleh pola operasi dan pemeliharaan yang tidak baik atau menggunakan bahan bakar yang tidak sesuai dengan desain boiler.

Efisiensi boiler diuji secara berkala untuk menentukan kondisi aktual efisiensi boiler saat ini dibandingkan dengan *baseline* desain saat *commissioning* atau dengan standar tertentu. Secara umum perhitungan kinerja boiler menggunakan referensi *ASME Standard: PTC 4-1 Power Test Code for Steam Generating Units (The American Society of Mechanical Engineers, 2008)*, yang terdiri dari 2 (dua) jenis pengujian, yaitu:

A. Metode Langsung/*Direct Method*

Metode langsung atau disebut juga *input – output method* adalah suatu metode perhitungan yang dapat cepat dilakukan karena hanya membandingkan *useful output* (*air* dan uap) dengan *heat input* (bahan bakar). Perhitungan metoda langsung menggunakan formula sebagai berikut:

$$\text{Boiler Efficiency} = \frac{\text{Heat Output}}{\text{Heat Input}} \times 100 \quad (2.4)$$

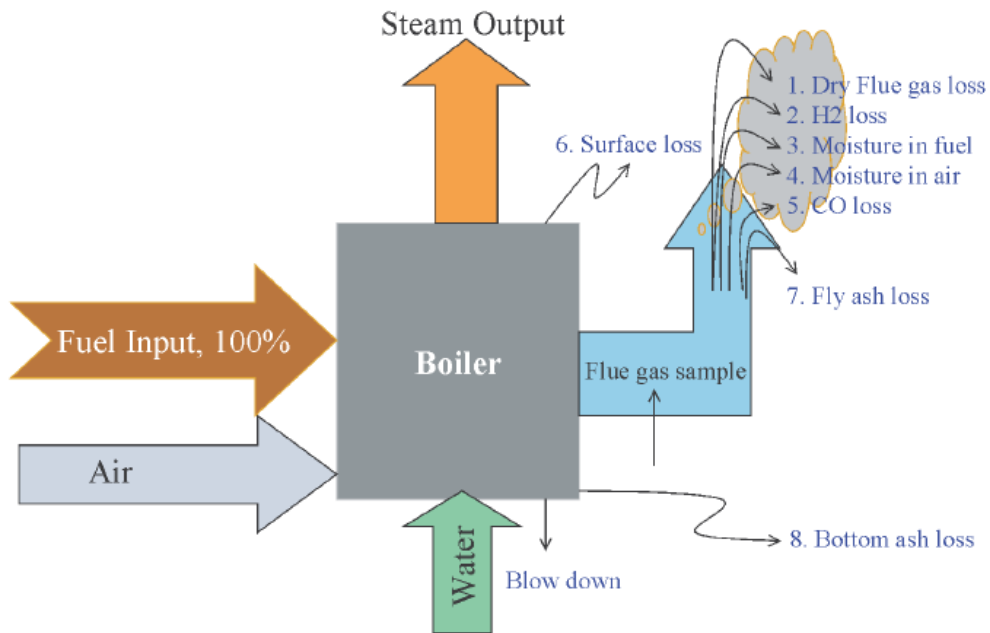


Gambar 2.6 Perhitungan Efisiensi Dengan Metode Langsung

B. Metode Tidak Langsung/*Indirect Method*

Metode perhitungan efisiensi tidak langsung sering disebut juga metode heat loss adalah perhitungan efisiensi yang didapat dari perbedaan antara *losses* dengan *input* energi, yang dapat digambarkan seperti rumus berikut ini:

$$\text{Efficiency} = 100 - (L1+L2+L3+L4+L5+L6+L7+L8) \quad (2.5)$$



$$\text{Efficiency} = 100 - (1+2+3+4+5+6+7+8) \quad (\text{by Indirect Method})$$

Gambar 2.7 Perhitungan Efisiensi Dengan Metode Tidak Langsung

Untuk menghitung efisiensi *boiler* dengan metode tidak langsung, semua *losses* yang terjadi pada *boiler* harus dihitung. *Losses* tersebut selalu berhubungan dengan bahan bakar yang digunakan. Berikut formula untuk konversi dari *proximate analysis* ke *ultimate analysis*:

$$\%C = 0.97C + 0.7(\text{VM} + 0.1A) - M(0.6 - 0.01M) \quad (2.6)$$

$$\%H_2 = 0.036C + 0.086(\text{VM} - 0.1A) - 0.0035M^2(1 - 0.02M) \quad (2.7)$$

$$\%N_2 = 2.10 - 0.020\text{VM} \quad (2.8)$$

dengan:

C = % of fixed carbon

A = % of ash

VM = % of volatile matter

M = % of moisture

Theoretical (stoichiometric) *air fuel ratio* dan suplai *excess air* harus dihitung terlebih dahulu sebelum menghitung *losses* pada *boiler*. Berikut formula untuk menghitung *air fuel ratio stoichiometric*, *excess air* dan aktual suplai udara per kg bahan bakar:

a. Kebutuhan udara pembakaran teoritis

$$\textit{Theoretical air} = [(11.6C) + \{34.8(H_2 - O_2/8)\} + (4.35S)] / 100 \text{ kg/kg of fuel} \quad (2.9)$$

dengan:

C = persentase *carbon* di batubara

H₂ = persentase *hydrogen* di batubara

O₂, = persentase *oxygen* di batubara

S = persentase *sulphur* di batubara

b. *Excess air* (EA)

$$\textit{Excess air supplied (EA)} = \frac{O_2\%}{21 - O_2\%} \times 100 \quad (2.10)$$

Biasanya persentase O₂ diperoleh dari hasil pengukuran *flue gas*. Jika pengukuran O₂ tidak tersedia, maka pakai pengukuran *flue gas* CO₂ sehingga formulanya menjadi seperti berikut ini:

$$\textit{Excess air supplied (EA)} = \frac{7900x[(CO_2\%)_t - (CO_2\%)_a]}{(CO_2\%)_a \times [100 - (CO_2\%)_t]} \times 100 \quad (2.11)$$

dengan:

(CO₂%)_t = *theoretical* CO₂

(CO₂%)_a = Aktual CO₂ terukur pada *flue gas*

$$(CO_2)_t = \frac{\textit{Moles of C}}{\textit{Moles of N}_2 + \textit{Moles of C}} \quad (2.12)$$

$$\textit{Moles of N}_2 = \frac{\textit{Wt of N}_2 \textit{ in theoretical air}}{\textit{Mol. Wt of N}_2} + \frac{\textit{Wt of N}_2 \textit{ in fuel}}{\textit{Mol. Wt of N}_2} \quad (2.13)$$

$$\textit{Moles of C} = \frac{\textit{Wt of C in fuel}}{\textit{Mol. Wt of C}} \quad (2.14)$$

Wt = *Weight*

c. Aktual udara suplai per kg bahan bakar (AAS)

$$\textit{AAS} = \{1 + \textit{EA}/100\} \times \textit{theoretical air} \quad (2.15)$$

Berikut adalah *losses* yang dapat digunakan pada *solid fuel fired boiler*:

1) *Heat Loss Due to Dry Flue gas* (L_1)

Losses ini merupakan *losses* yang paling besar:

$$L_1 = \frac{m \times C_p \times (T_f - T_a)}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100 \quad (2.16)$$

dengan:

L_1 = % *heat loss due to dry flue gas*

m = massa *dry flue gas* dalam kg/kg of *fuel*

= produk pembakaran dari bahan bakar: $CO_2 + SO_2 + Nitrogen \text{ in fuel} + Nitrogen \text{ in the actual mass of air supplied} + O_2 \text{ in flue gas}$.

(H_2O /uap *air* di dalam *flue gas* sebaiknya tidak dipertimbangkan)

C_p = *Specific heat of flue gas* in kCal/kg $^{\circ}C$

T_f = *Flue gas temperature* in $^{\circ}C$

T_a = *Ambient temperature* in $^{\circ}C$

2) *Heat loss due to evaporation of water formed due to H_2 in fuel* (L_2)

Pembakaran *hydrogen* dapat menyebabkan *losses* karena hasil produk pembakarannya adalah air, dimana air akan berubah menjadi uap dan membawa panas dalam bentuk panas latennya.

$$L_2 = \frac{9 \times H_2 \times \{584 + C_p(T_f - T_a)\}}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100 \quad (2.17)$$

dengan:

H_2 = kg of *hydrogen* present in *fuel* on 1 kg basis

C_p = *Specific heat of flue gas* in kCal/kg $^{\circ}C$

T_f = *Flue gas temperature* in $^{\circ}C$

T_a = *Ambient temperature* in $^{\circ}C$

584 = *Latent heat* corresponding to partial pressure of *water vapour*

3) *Heat loss due to moisture present in fuel* (L_3)

Kandungan uap air yang ada dalam bahan bakar akan mengambil panas untuk berubah menjadi uap panas, kerugian *moisture* ini diartikan kerugian panas laten untuk menguapkan *moisture*. Kerugian ini dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$L_3 = \frac{M \times \{584 + C_p(T_f - T_a)\}}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100 \quad (2.18)$$

dengan:

M = kg moisture in fuel on 1 kg basis

C_p = Specific heat of flue gas in kCal/kg°C

T_f = Flue gas temperature in °C

T_a = Ambient temperature in °C

584 = Latent heat corresponding to partial pressure of water vapour

4) Heat loss due to moisture present in air (L_4)

Kerugian ini diakibatkan terdapatnya kandungan air di udara pembakaran, kandungan air tersebut akan menguap dan dibuang bersama laluan gas ke *stack*. Sehingga kerugian ini harus juga diperhitungkan, namun sebelumnya harus diketahui kondisi kelembaban udara sekitar untuk mencari *humidity factor* (dapat ditentukan dengan *psychrometric chart*). Berikut formula untuk menghitung *losses* karena kandungan air di udara:

$$L_4 = \frac{AAS \times \text{humidity factor} \times C_p(T_f - T_a)}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100 \quad (2.19)$$

dengan:

AAS = Actual mass of air supplied per kg of fuel

Humidity factor = kg of water/kg of dry air

C_p = Specific heat of flue gas in kCal/kg°C

T_f = Flue gas temperature in °C

T_a = Ambient temperature in °C

5) Heat loss due to incomplete combustion (L_5)

Kerugian ini diakibatkan karena proses pembakaran tidak sempurna yang kemudian akan terbakar kembali dengan produk pembakaran yang dihasilkan seperti CO, H₂ dan beberapa variasi *hydrocarbon* yang biasanya ditemukan pada *flue gas*. Namun hanya gas karbon monoksida yang dapat diketahui dalam pengukuran di *boiler*. Berikut formula untuk menghitung kerugian akibat pembakaran tidak sempurna:

$$L_5 = \frac{\%CO \times C}{\%CO \times \%CO_2} \times \frac{5744}{GCV \text{ of Fuel}} \times 100 \quad (2.20)$$

dengan:

L_5 = % Heat loss due to partial conversion of C to CO

CO = Volume of CO in flue gas leaving economizer (%)

CO₂ = Actual Volume of CO₂ in flue gas (%)

C = Carbon content kg / kg of fuel

Jika CO diketahui dalam hasil pengukuran *flue gas analysis*

CO formation (M_{co}) = CO (in ppm) x 10⁻⁶ x M_f x 28

M_f = Konsumsi bahan bakar dalam kg/hr

L_5 = M_{co} x 5744 (dimana 5744 adalah *heat loss partial combustion carbon*)

6) Heat loss due to radiation and convection (L₆)

Kerugian ini diakibatkan oleh kerugian radiasi dan konveksi dari permukaan casing *boiler* ke udara sekitar. Umumnya kerugian permukaan dan kerugian yang tidak terukur lainnya berdasarkan tipe dan ukuran *boiler* seperti pada asumsi berikut:

- Untuk *boiler industry fire tube / packaged boiler* = 1.5 to 2.5%
- Untuk *boiler industry watertube boiler* = 2 to 3%
- Untuk *boiler power station* = 0.4 to 1%

Kerugian ini dapat dihitung jika temperature permukaan *boiler* dan udara sekitar diketahui, berikut formulanya:

$$L_6 = 0.548 \times \left[\left(\frac{T_s}{55.55} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{55.55} \right)^4 \right] + 1.975 \times (T_s - T_a)^{1.25} \times \sqrt{\frac{(196.85 V_m + 68.9)}{68.9}} \quad (2.21)$$

dengan:

L_6 = Radiation loss in W/m²

V_m = Wind velocity in m/s

T_s = Surface temperature (K)

T_a = Ambient temperature (K)

7) Heat loss due to unburnt in fly ash (L₇)

Sebagian kecil *carbon* yang belum terbakar akan terbawa dan bercampur dengan *fly ash*, kerugian ini dapat diartikan kerugian potensi pembakaran yang dapat dihasilkan oleh *carbon* yang belum terbakar tersebut. Berikut formulanya untuk menghitung *losses unburnt carbon* pada *fly ash*:

$$L_7 = \frac{\text{Total ash collected / kg of fuel burnt} \times \text{G.C.V of fly ash}}{\text{GCV of Fuel}} \times 100 \quad (2.22)$$

8) *Heat loss due to unburnt in bottom ash* (L_8)

Selain bercampur dengan *fly ash unburnt carbon* dengan ukuran partikel yang lebih besar akan jatuh ke bawah dan bercampur dengan *bottom ash*, sehingga disebut *unburnt carbon in bottom ash*. Berikut formulanya:

$$L_8 = \frac{\text{Total ash collected / kg of fuel burnt} \times \text{G.C.V of bottom ash}}{\text{GCV of Fuel}} \times 100 \quad (2.23)$$

2.3. Program Cycle Tempo

2.3.1. Pengenalan Program Cycle Tempo

Cycle-Tempo adalah program untuk pemodelan dan optimalisasi termodinamika pada sistem pembangkit listrik, produksi panas maupun sistem pendinginan. Sistem tersebut sering terdiri dari berbagai macam siklus yang saling berhubungan dan masing-masing siklus terkadang memiliki peralatan/aparatus yang berbeda. Aparatus ini saling dihubungkan oleh pipa, sehingga membentuk jaringan aliran massa dan energi yang kompleks.

Tujuan utama *Cycle-Tempo* adalah menghitung aliran massa dan energi dalam sistem. Jumlah, jenis dan interkoneksi dari aparatus yang digunakan mungkin akan berbeda dari setiap kasus. Program ini berisi berbagai jenis aparatus dan pipa sehingga dapat memudahkan untuk membuat model sistem yang diinginkan.

2.3.2. Aparatus dalam Cycle-Tempo

Software *Cycle-Tempo* memiliki beberapa aparatus yang dapat digunakan dalam membuat simulasi pada penelitian ini. Data-data termodinamika berikut umumnya ditentukan pada hampir semua *apparatus* yaitu:

PIN = tekanan masuk (bar)

POUT = tekanan keluar (bar)

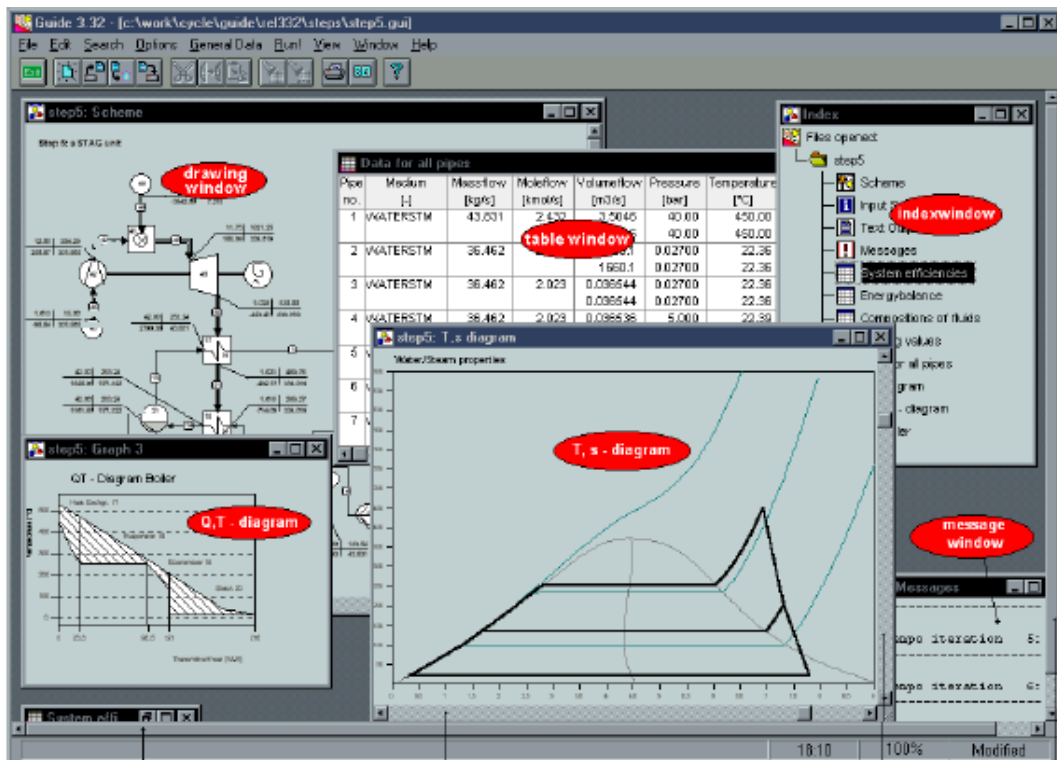
DELP = kerugian tekanan pada *apparatus* (bar)

TIN = temperatur masuk (oC)

TOUT = temperature keluar (oC)

DELT = kenaikan temperatur dalam aparatus (oC)





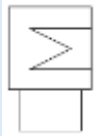
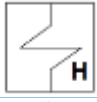
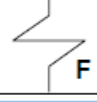
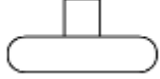




Khusus untuk aparatus yang berkaitan dengan perpindahan panas, variabel PIN, POUT, DELP, TIN, TOUT dan DELT diberi notasi angka 1 untuk menunjukkan sebagai media primer (media yang dipanaskan) dan notasi angka 2 untuk menunjukkan sebagai media sekunder (media yang didinginkan), contoh: PIN1, TOUT2.



Gambar 2.8 Tampilan Windows *Cycle-Tempo Release 5.1* (*Cycle-Tempo Operation Manual*)

Pada Tabel 2.1 dapat dilihat berbagai aparatus yang digunakan pada penelitian ini beserta simbol serta persamaan yang ditambahkan pada sistem matriks *Cycle-Tempo*.

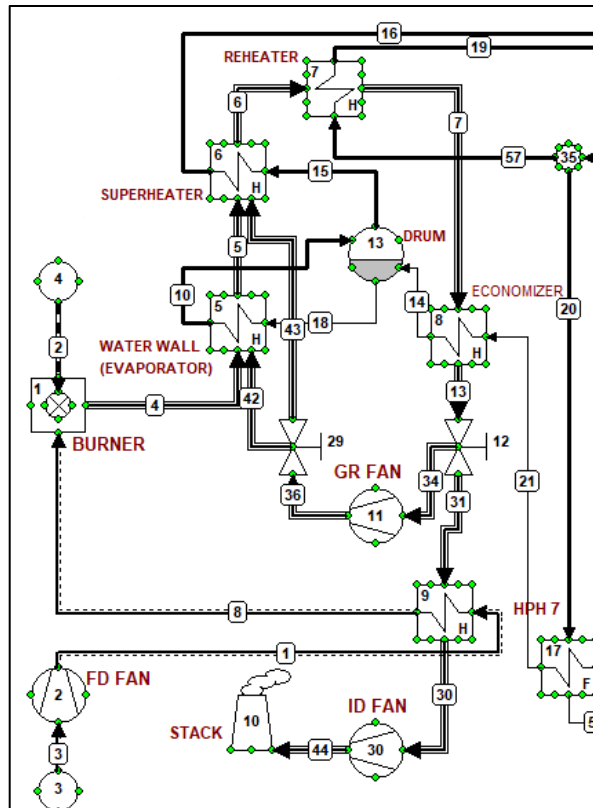
Tabel 2.1 Simbol dan Kontribusi Aparatus dalam *Cycle-Tempo*

NO	TIPE	NAMA	JUMLAH PERSAMAAN	SIMBOL
1	1	Boiler	1M	
2	2	Reheater	1M	
3	13	Combustor	1M / (EEQCOD = 2) 2M (EEQCOD = 1, or EEQCOD = 2 if LAMBDA specified) (ash pipe connected → +1M)	
4	3	Turbine	1M	
5	4	Condenser	2M (EEQCOD =2; tipe 6) atau 2M + 1E (EEQCOD = 1; tipe 12)	
6	6, 12	Heat Exchanger	2M (EEQCOD =2; tipe 6) atau 2M + 1P (EEQCOD = 1; tipe 12)	
7	5	Flash.Heater	2M + 1E	
8	7	Deaerator	1M + 1E	
9	8	Pump	1M	
10	10	Sink/Source	1M	
11	14	Valve	2M	
12	G	Generator	-	

Keterangan: M = persamaan massa; E = persamaan energi; P = fungsi produksi

Sumber: *Cycle-Tempo Manual Reference Guide*

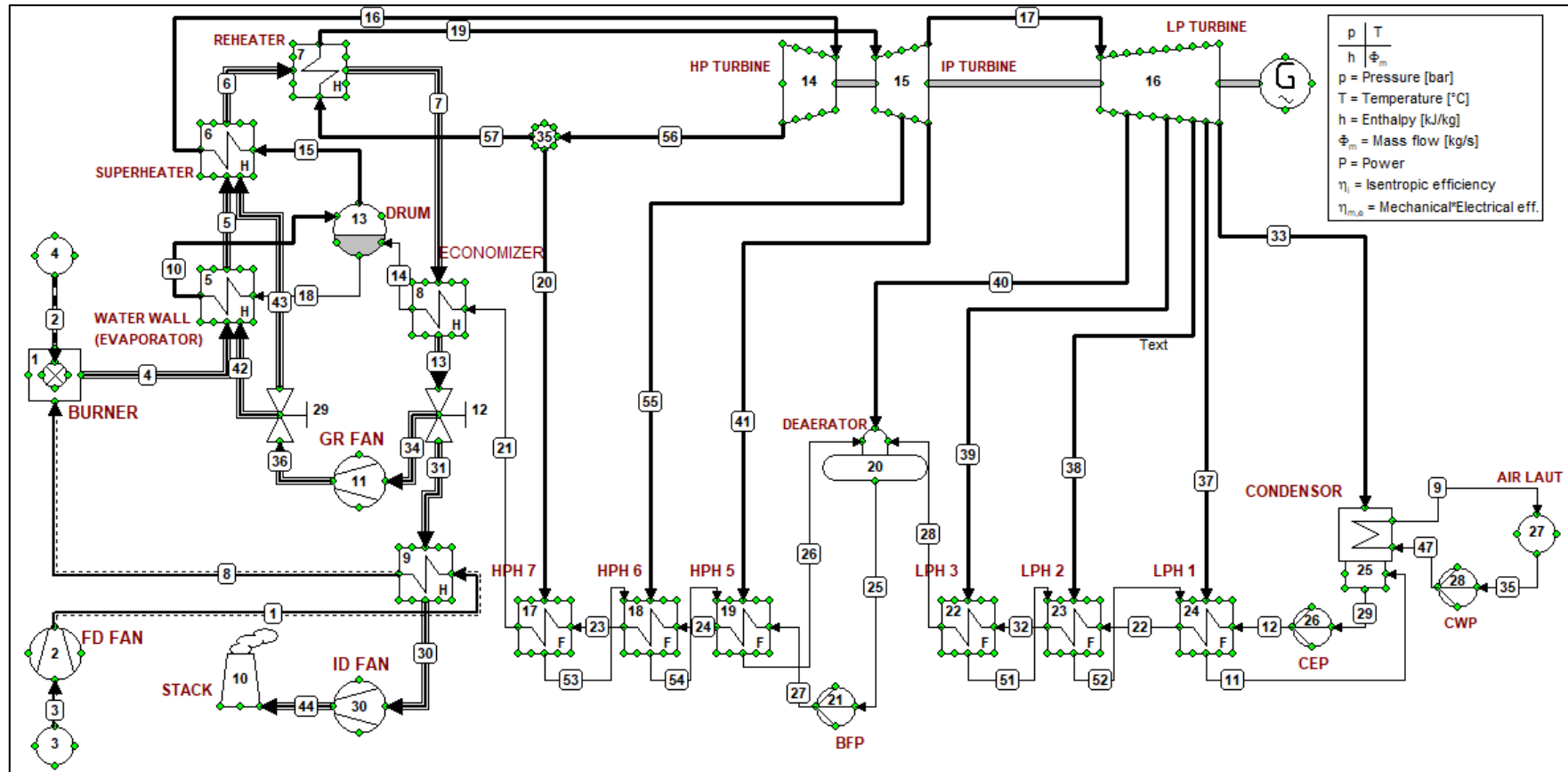
2.3.3. Pemodelan Resirkulasi Gas Pembakaran Pada Boiler



Gambar 2.9 Pemodelan FGR Boiler PLTU Unit 1-4 Suralaya

Boiler dimodelkan dengan menggunakan *combustor* untuk mewakili *burner* (*apparatus* no 1) dan *heat exchanger* untuk mewakili pipa boiler: *waterwall* (*apparatus* no 5), *superheater* (*apparatus* no 6), *reheater* (*apparatus* no 7) dan *economizer* (*apparatus* no 8). Suplai bahan bakar batubara dimodelkan dengan menggunakan *apparatus* pipe no 2.

Suplai udara pembakaran *primary air* dan *secondary air* dimodelkan dengan menggunakan *apparatus* pipe no 1 dan 3, sedangkan untuk menyalurkan udara pembakaran digunakan *compressor* (*apparatus* no 2). Peratalan *gas recirculation fan* dimodelkan dengan *compressor* (*apparatus* no 11). Untuk pengaturan laju *flue gas recirculation* yang dicerat digunakan *apparatus* valve no 12, sedangkan untuk pengaturan arah resirkulasi digunakan *apparatus* valve no 29. *Flue gas* hasil pembakaran menggunakan *apparatus flue gas pipe* no: 4, 5, 6, 7, 13, 30, 31 dan 44. *Flue gas* yang diresirkulasikan dimodelkan dengan *apparatus* gas pipe no: 34, 36, 42 dan 43.

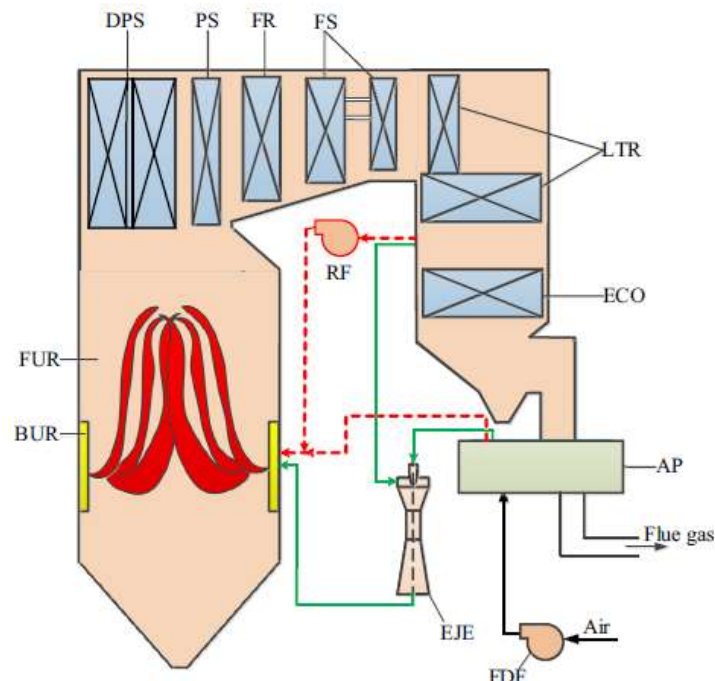


Gambar 2.10 Diagram Alir Komponen Utama PLTU Unit 1-4 Suralaya (Include Flue Gas Recirculation)

2.4. Penelitian Terdahulu

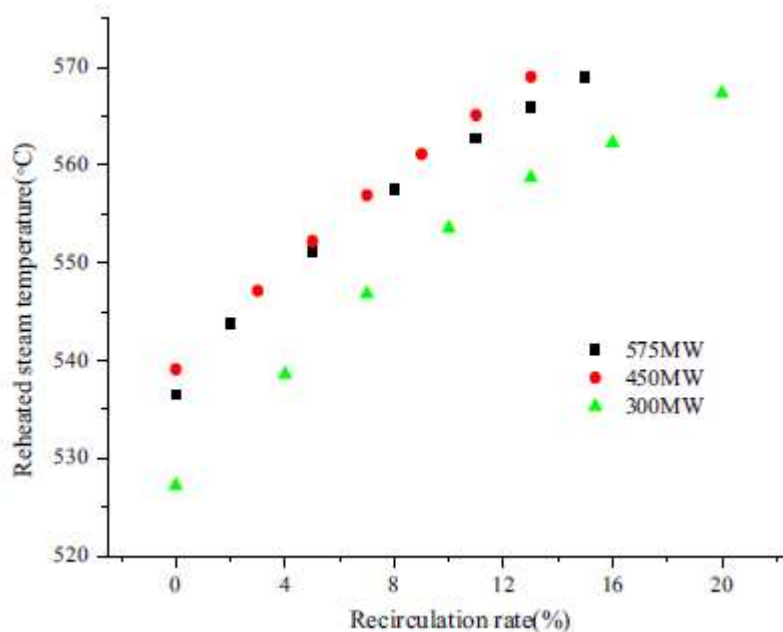
1) *Analysis and optimization of a coal-fired power plant under a proposed flue gas recirculation mode*

Guoqiang, dkk (2015) menjelaskan hasil studinya mengenai pengaruh dari FGR terhadap temperatur *reheat*, efisiensi *boiler*, dan efisiensi termal dalam skema FGR yang baru (Sistem yang berbeda dengan FGR konvensional) pada *coal fired power plant* 600 MW. Fokus studi ini dititikberatkan terhadap posisi pengambilan ekstraksi FGR, *recirculation rate* dan *coal feed rate* pada 600 MW *coal-fired power plant* untuk meningkatkan efisiensi termal. Perhitungan optimasi dilakukan pada variasi beban yang berbeda (575, 450 dan 300 MW), dengan parameter utama *recirculation rate* dan *coal feeder rate* yang berbeda. Terdapat 3 (tiga) *case study* FGR terkait lokasi pengambilan ekstraksi *flue gas*. *Case 1* (satu) merupakan studi tanpa FGR, *case 2* (dua) studi dengan sistem FGR baru yang mengambil ekstraksi *flue gas* dari *reheater outlet* (temperatur *flue gas* 400 – 500 °C), *case 3* (tiga) studi dengan sistem FGR konvensional mengambil ekstraksi *flue gas* dari *economizer outlet* (temperatur *flue gas* 250 – 350 °C).



Gambar 2.11 Gambar Ilustrasi Usulan Sistem FGR yang Baru (Guoqiang dkk, 2015)

Kesimpulan Studi ini juga menyatakan bahwa FGR pada studi *case 2* (dua) memiliki kinerja yang lebih baik dengan *case 3* pada rasio FGR yang sama. Kenaikan temperatur *reheater* lebih tinggi dan konsumsi batubara lebih hemat jika menggunakan sistem FGR pada studi *case 2* dibandingkan dengan *case 3*. Sistem FGR pada studi *case 2* mampu menghemat batubara sebesar 2.35 – 2.60 g/kWh jika dibandingkan dengan *case 3*, dan menghemat 3.50 – 5.11 g/kWh jika dibandingkan dengan *case 1*. Pada saat *boiler full load*, rasio FGR dikondisikan minimum, sedangkan jika *boiler* dibawah *full load* (< 70% MCR) rasio FGR dikondisikan maksimum untuk menghasilkan efisiensi *boiler* yang lebih baik.



Gambar 2.12 Temperatur *Reheat Steam* Pada Beberapa *Recirculation Rate* (Guoqiang dkk, 2015)

2) *Sensitivity Analysis and Optimization of a Coal-Fired Power Plant in Different Modes of Flue gas Recirculation*

Guoqiang, dkk (2014) menjelaskan hasil studinya mengenai metoda untuk mengoptimasi pengoperasian FGR beserta langkah-langkahnya. Berikut langkah-langkah optimasi dari pengoperasian FGR:

- a. *The improved flue gas recirculation system*

Sistem FGR yang diusulkan menggunakan lokasi ekstraksi *flue gas* antara *reheater outlet* dan *economizer inlet*, berbeda dengan sistem FGR yang konvensional (lokasi ekstraksi *flue gas* setelah *economizer outlet*).

b. *Calculation model*

Model perhitungan pertama dilakukan di *area radiation heating surface* dengan langkah-langkah: 1) Mengasumsikan temperatur gas yang keluar dari ruang bakar (FEGT), 2) Menghitung temperatur *flue gas* keluar dari *furnace* berdasarkan parameter *radiation heating surface*, 3) Memeriksa perbedaan temperatur pada *outlet* ruang bakar.

Model perhitungan kedua dilakukan di *area convection heating surface*, dengan langkah-langkah sebagai berikut: 1) Mengasumsikan *flue gas outlet temperature* dan menghitung *heat transfer* secara konveksi (Q_1), 2) Berdasarkan dari prinsip *thermal balance*, menghitung *outlet* temperatur *steam*, *logarithmic mean temperature difference* dan koefisien *heat transfer* secara konveksi, 3) Menghitung *heat transfer* secara konveksi (Q_2) yang kemudian dibandingkan dengan Q_1 dimana kemungkinan perbedaannya masih dalam batas keberterimaan. Jika tidak dalam batas keberterimaan, maka proses perhitungan diulang hingga diperoleh perbedaannya dalam batas keberterimaan.

c. *Optimization steps*

Parameter utama dari model perhitungan ini adalah *coal input* dan *recirculation rate*, yang dapat dioptimasi dengan langkah-langkah sebagai berikut: 1) Memvariasikan *recirculation rate* pada *coal input* yang konstan, kemudian dicari nilai yang paling optimum dari *recirculation rate*, 2) Memvariasikan *coal input* pada *recirculation rate* yang paling optimum, kemudian ditetapkan nilai optimum *coal input* dengan minimum *coal net coal input rate*.

Kesimpulan yang diperoleh adalah terdapat nilai optimum *recirculation rate* atau *coal input* jika dibandingkan dengan minimum *net coal consumption rate*. Contohnya pada beban 575 MW, *recirculation rate* 8% dan *coal input* 2 t/h akan menurunkan *net coal consumption rate* 3,5 g/kWh.

Berikut hasil dari optimasi yang diperoleh dari variasi *recirculation rate* dan *coal input* terhadap *reheat steam temperature*, *temperature exhaust gas*, *net coal consumption rate* yang dapat dilihat berikut ini:

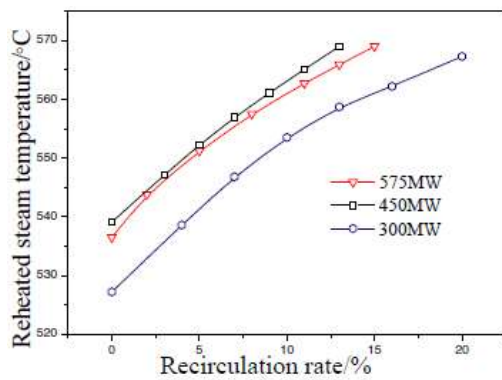


Fig.2 Reheat steam temperature

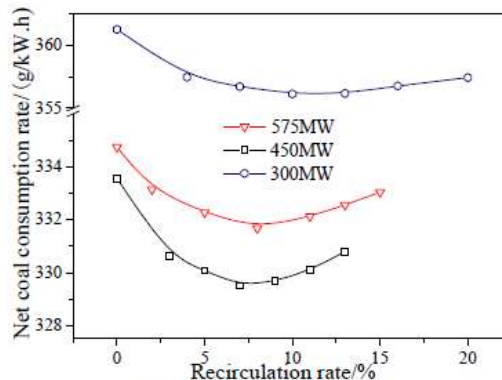


Fig.4 Net coal consumption rate

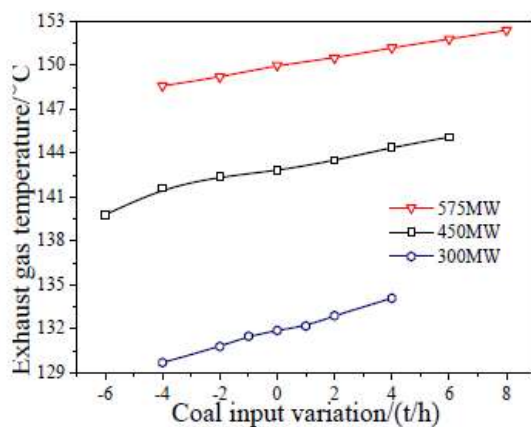


Fig.6 The exhaust gas temperature

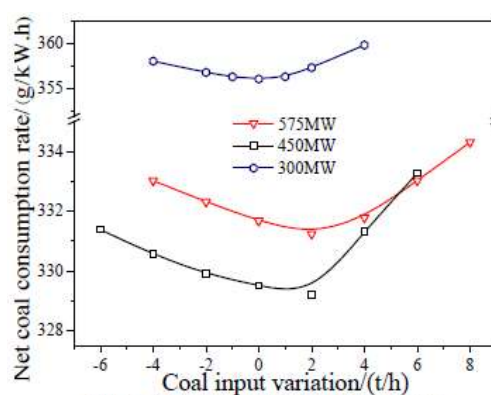


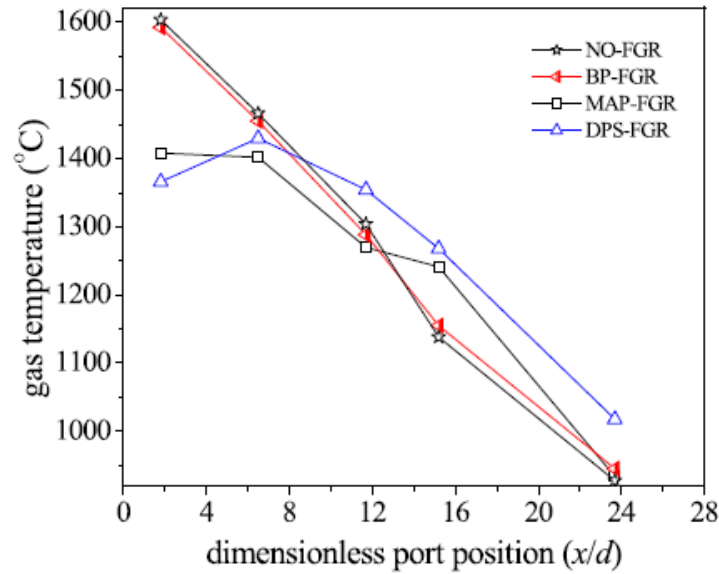
Fig.7 Net coal consumption rate

Gambar 2.13 Grafik Hasil Optimasi *Recirculation Rate* dan *Coal Input* (Guoqiang dkk, 2014)

3) *Effect of the flue gas recirculation supply location on the heavy oil combustion and NOx emission characteristics within a pilot furnace fired by a swirl burner*

Zhongqian Ling, dkk (2015) membahas hasil eksperimental efek FGR. Pada studi eksperimen ini ada 3 (tiga) tempat masuknya FGR yaitu: melalui *burner periphery* (BP-FGR), melalui pipa udara utama *burner* (MAP-FGR) dan dari *ducting* diantara udara primer dan *inner* udara sekunder (DPS-FGR).

Hasil performa yang paling optimal adalah resirkulasi gas yang berasal dari DPS-FGR dengan ratio 10%. FGR yang paling kecil pengaruhnya terhadap pembakaran dan mengurangi emisi adalah FGR yang dimasukkan pada *burner periphery* (BP-FGR). Memasukkan FGR pada *furnace* akan mengurangi penggunaan oksigen konten dan menurunkan temperatur gas pada *primary combustion zone*.



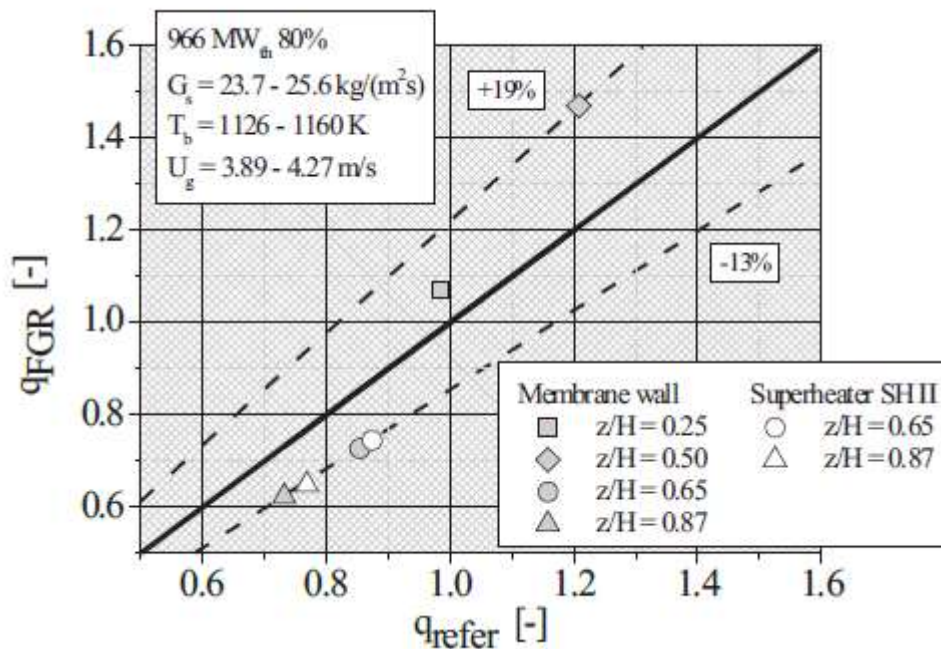
Gambar 2.14 Perubahan Temperatur Gas Sesuai Suplai Lokasi Resirkulasi Gas

4) *Effect of flue gas recirculation on heat transfer in a supercritical circulating fluidized bed combustor*

Artur Blaszczyk (2015) membahas efek dari FGR pada *boiler type CFB*, dimana kenaikan temperature di *fluidized bed* diamati dan dihitung kontribusi *heat transfer particle convection, gas convection, radiation from clusters*, dan *radiation from dispersed phase*. Melakukan *performance test* pada 80% MCR selama 2 hari.

Hasil *eksperiment flue gas recirculation* berpengaruh terhadap *hydrodynamics condition* pada *slope section furnace chamber*. Perbedaan variasi temperature *furnace chamber* antara 40-144 K. Dari hasil tersebut didapatkan bahwa pada temperature *bed* terendah diperoleh *lower suspension density* pada saat FGR test daripada *reference* yang ada. Variasi koefisien *heat transfer relative* lebih kecil pada *reference test* daripada FGR test.

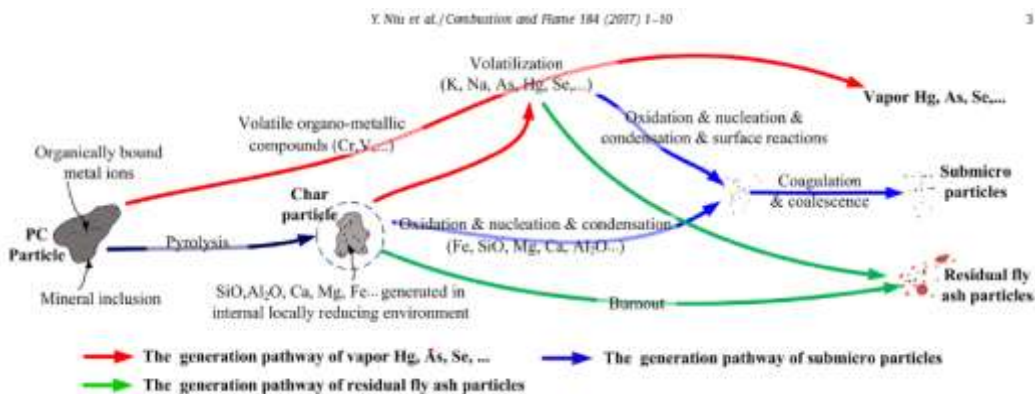
Kesimpulan dari hasil eksperimen menyatakan FGR test berpengaruh terhadap perubahan temperature *bed*. Pengaruh partikel FGR terhadap *particle convection* 15-60% saat FGR test.



Gambar 2.15 Perbandingan *Relative Heat Flux* Antara FGR Test dan Referensi

5) *A numerical investigation of the effect of flue gas recirculation on the evolution of ultra-fine ash particles during pulverized coal char combustion*

Yanqing Niu dkk (2016) melakukan studi tentang akumulasi *particle matter* didalam *furnace*, terutama partikel abu yang sangat halus dengan ukuran lebih kecil dari 1.0 μm . Hal ini karena efisiensi dari FGR *dust collector* tidak 100%, sehingga *ultrafine particle* akan masuk kembali ke *furnace* yang tergantung dari FGR ratio yang digunakan. Hal ini akan berdampak ke emisi partikulat dari boiler akan naik. Investigasi tentang evolusi dari bentuk partikel *coal char* sampai menjadi *ultra fine particle* diangkat dalam jurnal ini.



Gambar 2.16 *Schematic Diagram Of Ash Formation And Transformation*

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Tahap - Tahap Penelitian

Secara garis besar metodologi untuk menyelesaikan penelitian tentang analisis termal dan optimasi PLTU berbahan bakar *low rank coal* dengan variasi *flue gas recirculation* adalah sebagai berikut:

- **Studi Literatur**

Literatur – literatur yang berkaitan dengan tema tesis digunakan untuk menunjang analisa dalam tesis ini. Literatur yang digunakan antara lain berasal dari jurnal, *e-book*, *manual book* PLTU UP Suralaya Unit 1-4 dan penelitian terdahulu.

- **Studi Kasus**

Studi kasus dilakukan dengan merujuk pada performa *boiler* PLTU UP Suralaya Unit 1-4 saat *commissioning* atau *performance test* (menggunakan batubara *medium rank coal*), data *heat balance* Unit 1-4. Tujuan utama dari studi ini adalah untuk mengetahui performa unit pembangkit jika dioperasikan dengan menggunakan batubara *medium rank coal* dan *low rank coal* dengan variasi *flue gas recirculation*.

- **Pengumpulan Data**

Pengumpulan data dilakukan baik data primer maupun data sekunder di PLTU Suralaya Unit 1-4. Data-data tersebut antara lain *manual book*, data operasi, data *commissioning*, *heat balance*, serta data *flow diagram*.

- **Analisis Data**

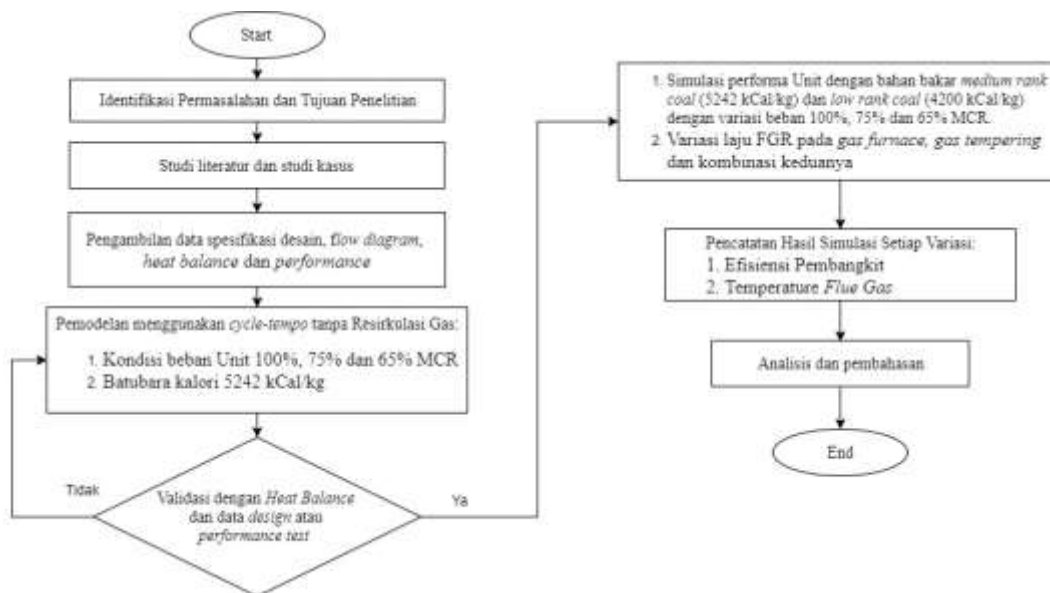
Tahapan analisis data dilakukan dengan menganalisa data – data yang telah dikumpulkan baik itu secara matematis maupun simulasi menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo*. Hasil dari analisis tersebut digunakan untuk mendapatkan hubungan pengaruh perubahan bahan bakar dan variasi *flue gas recirculation* terhadap performa PLTU Suralaya Unit 1-4.

- Penyusunan Laporan

Hasil dari analisis data digunakan untuk menyusun laporan akhir tesis yang berisikan pendahuluan, tinjauan pustaka, metodologi penelitian, analisis data, pembahasan serta kesimpulan dan saran.

3.2. Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian ini menunjukkan gambaran umum proses yang dilakukan dalam penyusunan tesis ini. Alur penelitian yang dilakukan sesuai dengan diagram alir yang ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.3. Pengumpulan Data

Pembangkit PLTU UP Suralaya Unit 1-4 ini terdiri atas 4 (empat) unit pembangkit, dimana masing-masing unit memiliki peralatan utama dengan parameter utama sebagai berikut:

3.4.1 Boiler (with superheater dan reheater) sebanyak 1 (satu) unit

Boiler PLTU Suralaya Unit 1-4 adalah boiler yang diproduksi oleh Babcock dan Wilcox Canada, dengan tipe *radiant tower outdoor boiler (RB Type) with fully drainable superheater and reheater composed of radiant and convective sections*. Boiler ini masih termasuk dalam *range subcritical, balanced draft natural*

circulation, single reheat type, top supported with single drum (Babcock and Wilcox Canada, 1984).

Tabel 3.1 Parameter Utama Desain *Boiler* Unit 1-4 Suralaya

Parameter	Unit	Nilai Pada MCR
Laju aliran uap <i>secondary superheater outlet</i>	t/h	1168.269
Tekanan uap <i>secondary superheater outlet</i>	kg/cm ²	174
Temperatur uap <i>secondary superheater outlet</i>	°C	540
Laju aliran uap <i>reheater outlet</i>	t/h	1022.898
Tekanan uap <i>reheater outlet</i>	kg/cm ²	38.2
Temperatur uap <i>reheater outlet</i>	°C	540
Total udara pembakaran	ton/jam	1445.9
Total udara keluar dari ruang bakar	ton/jam	1675
Total udara keluar dari <i>economizer</i>	ton/jam	1625
Resirkulasi gas	ton/jam	50
Temperatur gas keluar ruang bakar	°C	1232
Temperatur gas <i>inlet GR Fan</i>	°C	352
Kecepatan gas keluar <i>furnace</i>	m/s	11
<i>Air Fuel Ratio</i>		8.62
Efisiensi <i>boiler</i>	%	86.63
Kerugian radiasi	%	0.18
<i>Excess Air</i> pada <i>burner</i>	%	15

Sumber: B&W Canada, 1984

3.4.2 *Fuel* (Batubara)

PLTU Unit 1-4 didesain untuk beroperasi menggunakan batubara dari Sumatra yaitu dari tambang Bukit Asam, dengan karakteristik batubara yang tertera pada tabel 3.2.

Tabel 3.2 Desain batubara *Boiler* Unit 1-4 Suralaya

Parameter	Unit	Nilai
<i>Country</i>		Indonesia
<i>Mine</i>		Bukit Asam
<i>Coal Proximate Analysis (% By Weight, as Received):</i>		
▪ <i>Moisture</i>	% by wt	23.6
▪ <i>Ash</i>	% by wt	7.8
▪ <i>Volatile Matter</i>	% by wt	30.3
▪ <i>Fixed Carbon</i>	% by wt	38.3
▪ HHV	kCal/kg	5242

▪ <i>Grinability</i>		61.8
<i>Coal Ultimate Analysis (% By Weight, as Received):</i>		
▪ <i>Moisture</i>	% by wt	23.6
▪ <i>Ash</i>	% by wt	7.8
▪ <i>Carbon</i>	% by wt	54.2
▪ <i>Hydrogen</i>	% by wt	3.9
▪ <i>Sulphur</i>	% by wt	0.4
▪ <i>Nitrogen</i>	% by wt	0.9
▪ <i>Oxygen</i>	% by wt	9.2
<i>Chemical Analysis of Ash:</i>		
▪ <i>Silica</i>	% by wt	59.4
▪ <i>Iron</i>	% by wt	4.6
▪ <i>Alumunium Oxide</i>	% by wt	24.7
▪ <i>Calcium Oxide</i>	% by wt	3.1
▪ <i>Magnesium Oxide</i>	% by wt	1.7
▪ <i>Sodium Oxide</i>	% by wt	2.5
▪ <i>Potassium Oxide</i>	% by wt	0.5
▪ <i>Sulfur Trioxide</i>	% by wt	2.3
▪ <i>Titanium Dioxide</i>	% by wt	0.8
▪ <i>Phosphate Pentoxide</i>	% by wt	0.4
<i>Fusion Point of Ash</i>		
▪ <i>Initial</i>	°C	1279
▪ <i>Softening</i>	°C	1395
▪ <i>Fluid</i>	°C	1443

Sumber: B&W Canada, 1984

Sedangkan untuk konsumsi bahan bakar yang diperlukan oleh *boiler* unit 1-4 seperti terlampir pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Kebutuhan Bahan Bakar Batubara Sesuai Desain *Boiler* Unit 1-4 Suralaya

Parameter	Unit	Nilai
Kondisi Operasi		MCR
Jumlah <i>Boiler</i>	Set	1
<i>Burner</i> in Service	level	4
Konsumsi Batubara (jam)	ton/jam	167.8
<i>Coal Input</i> per Mill	Ton/jam	41.95
<i>Boiler Circulation Ratio</i>		4.0
<i>Coal Fineness</i> Passing 200 Mesh	%	70

Sumber: B&W Canada, 1984

Batubara yang akan digunakan untuk analisis termal pada thesis ini adalah bahan bakar dengan nilai kalor 4200 kcal/kg yang diambil dari tambang Kaltim Prima Coal (KPC). Karakteristik bahan bakar KPC 4200 kcal/kg tertera pada tabel 3.4 berikut ini.

Tabel 3.4 Karakteristik bahan bakar *low rank coal* KPC 4200 kcal/kg

Parameter	Unit	Nilai
<i>Country</i>		Indonesia
<i>Mine</i>		Kaltim Prima Coal
<i>Total Moisture, % as Received Basis</i>	%	36
<i>Proximate Analysis (% air dried basis):</i>		
▪ <i>Moisture</i>	%	22
▪ <i>Ash</i>	%	6.0
▪ <i>Volatile Matter</i>	%	37.5
▪ <i>Fixed Carbon</i>	%	34.5
▪ <i>Gross Caloric Value (as Received)</i>	kcal/kg	4200
▪ <i>HGI</i>		48
<i>Ultimate Analysis (% dry ash free basis):</i>		
▪ <i>Carbon</i>	%	70.5
▪ <i>Hydrogen</i>	%	5.4
▪ <i>Sulphur</i>	%	0.8
▪ <i>Nitrogen</i>	%	1.7
▪ <i>Oxygen</i>	%	21.6
<i>Sulfur, % as Received Basis</i>	%	0.5
<i>Ash Analysis, % Dry Basis in Ash:</i>		
▪ <i>SiO₂</i>	%	45
▪ <i>Al₂O₃</i>	%	16
▪ <i>Fe₂O₃</i>	%	12.5
▪ <i>CaO</i>	%	8
▪ <i>MgO</i>	%	8
▪ <i>TiO₂</i>	%	1.0
▪ <i>Na₂O</i>	%	0.4
▪ <i>K₂O</i>	%	0.6
▪ <i>P₂O₅</i>	%	0.5
▪ <i>SO₃</i>	%	8.0
<i>Ash Fusion Temperature (Oxidizing)</i>		
▪ <i>Initial Deformation</i>	°C	1180

▪ <i>Spherical</i>	°C	1210
▪ <i>Hemispherical</i>	°C	1230
▪ <i>Flow</i>	°C	1260

Sumber: PT. Kaltim Prima Coal, 2018.

3.4.3 *Gas recirculation fan (GR Fan)* sebanyak 2 unit

Gas recirculation fan yang terdapat pada unit 1-4 Suralaya adalah produk dari Brown Boveri Howden dengan jenis *centrifugal fan*. Ukuran 100.50, tipe MP1 *double width double inlet* dengan *inlet box*. Digerakkan oleh motor listrik melalui *variable speed turbo coupling*. *Turbo coupling* yang terinstal merupakan *voith coupling* dengan tipe 1000 SVNL II 18.5 dilengkapi dengan *shell* dan *tube oil cooler* dapat berfungsi dengan temperatur air 40 °C.

Tabel 3.5 Data *Performance Test Gas Recirculation Fan*

<i>Parameter</i>	<i>Test Block 2</i>	MCR
<i>Volume, m³/s</i>	276.86	15.4
<i>Static Pressure, mm.Wg</i>	239	114.8
<i>Temperature, °C</i>	385	360
<i>Speed, rpm</i>	960	410
<i>Shaft Power at Fan, kW</i>	1081	28
<i>Shaft Power at motor, kW</i>	1164	80
<i>Flow, kg/hr</i>	527468	31000

Sumber: B&W Canada, 1984

3.4.4 *Primary air fan (PA Fan)* sebanyak 2 unit

Primary air fan yang terdapat pada unit 1-4 Suralaya adalah produk dari Brown Boveri Howden dengan jenis *centrifugal fan*. Ukuran 101.50, tipe L2, *double width double inlet* dengan *inlet box* dengan penggerak motor listrik. Sistem kontrol PA Fan dikendalikan oleh *external ring operated radial variable inlet vanes*, sedangkan untuk *outlet louvre dampers* hanya berfungsi sebagai isolator. Suplai udara primer dari PA Fan bertujuan untuk memenuhi kebutuhan udara ke *pulverizer* sebagai pengantar dan pengering batubara yang telah digiling di *pulverizer*.

Tabel 3.6 Data *Performance Test Primary Air Fan*

<i>Parameter</i>	<i>Test Block</i>	MCR (Average Coal)
<i>Volume, m³/s</i>	76.68	45.33
<i>Static Pressure, mm.Wg</i>	1421	857
<i>Temperature, °C</i>	40	27
<i>Speed, rpm</i>	990	990
<i>Shaft Power, kW</i>	1322.13	789.70
<i>Flow, kg/hr</i>	309718	192004

Sumber: B&W Canada, 1984

3.4.5 *Forced draft fan (FD Fan)* sebanyak 2 unit

Force draft fan yang terdapat pada unit 1-4 Suralaya adalah produk dari Brown Boveri Howden dengan jenis *centrifugal fan*. Ukuran 100.50, tipe Z9B *double width double inlet* dengan *inlet box* dengan penggerak motor listrik. Sistem kontrol FD Fan dikendalikan oleh *external ring operated radial variable inlet vanes*, sedangkan untuk *outlet louvre dampers* hanya berfungsi sebagai isolator. Suplai udara sekunder dari FD Fan bertujuan untuk memenuhi kebutuhan udara pembakaran. Desain udara sekunder sebesar 78% pada saat menggunakan bahan bakar batubara, dan 100% saat menggunakan bahan bakar residu.

Tabel 3.7 Data *Performance Test Forced Draft Fan*

<i>Parameter</i>	<i>Test Block</i>	MCR (Average Coal)
<i>Volume, m³/s</i>	238.62	144.88
<i>Static Pressure, mm.Wg</i>	484	254
<i>Temperature, °C</i>	40	27
<i>Speed, rpm</i>	740	740
<i>Shaft Power, kW</i>	1392.97	719.60
<i>Flow, kg/hr</i>	962831	613135

Sumber: B&W Canada, 1984

3.4.6 *Induced draft fan (ID Fan)* sebanyak 2 unit

Induced draft fan yang terdapat pada unit 1-4 Suralaya adalah produk dari Brown Boveri Howden dengan jenis *centrifugal fan*. Ukuran 135.75, tipe Z9B, *double width double inlet* dengan *inlet box* dengan penggerak motor listrik. Sistem

kontrol ID Fan dikendalikan oleh *external ring operated radial variable inlet vanes*, sedangkan untuk *outlet louvre dampers* hanya berfungsi sebagai isolator. ID Fan bertujuan untuk menghisap *flue gas boiler* melalui *air preheater* menuju ke *stack*. Tekanan di dalam *furnace* dipertahankan *negative* oleh ID Fan sebesar -12.7 mmW.G.

Tabel 3.8 Data *Performance Test Induced Draft Fan*

<i>Parameter</i>	<i>Test Block</i>	MCR (Average Coal)
<i>Volume, m³/s</i>	424.70	298.42
<i>Static Pressure, mm.Wg</i>	457	279
<i>Temperature, °C</i>	152	140
<i>Speed, rpm</i>	590	590
<i>Shaft Power, kW</i>	2208.76	1363.89
<i>Flow, kg/hr</i>	1211992	895599

Sumber: B&W Canada, 1984

3.4.7 Peralatan utama lainnya

- *High pressure (HP) turbine* dan *Intermediate Pressure (IP) Turbine* (dengan desain seporos) sebanyak 1 (satu) unit
- *Low pressure (LP) turbine* (model tandem) sebanyak 2 (dua) unit
- *Generator* sebanyak 1 (satu) unit
- Kondensor sebanyak 1 unit
- *Circulating water pump* sebanyak 2 unit
- *Condensate pump* sebanyak 2 unit
- *Low pressure feed water heater* sebanyak 3 unit
- *Deaerator* sebanyak 1 unit
- *Boiler feed water pump (BFP)* sebanyak 3 unit
- *High pressure feedwater heater (HPH)* sebanyak 3 unit

3.4. Pemodelan dan Simulasi

Pemodelan dalam penelitian ini menggunakan *software Cycle-Tempo* dimana desain pembangkit mengikuti *Flow Diagram* PLTU Unit 1-4 UP Suralaya dan parameter operasi yang diinputkan berdasarkan data *Heat Balance* pada output

generator 400 MW (Gambar 3.2). Pemodelan dilakukan pada 3 (tiga) kondisi operasi yaitu:

1. Pemodelan unit tanpa menggunakan FGR (model 1), beban operasi: 100%, 75% dan 65%. Nilai kalori bahan bakar 5242 kCal/kg dan 4200 kCal/kg. Validasi pemodelan dari data *design manual book*, hasil *commissioning* dan *heat balance*.
2. Pemodelan unit menggunakan FGR (model 2) pengambilan ekstraksi *flue gas* pada *economizer outlet*, beban operasi: 100%, 75% dan 65%. Nilai kalori bahan bakar 5242 kCal/kg dan 4200 kCal/kg. Variasi aliran FGR ke *dampers* GF, *dampers* GT, kombinasi GF dan GT.
3. Pemodelan unit menggunakan FGR (model 3) pengambilan ekstraksi *flue gas* pada *reheater outlet*, beban operasi: 100%, 75% dan 65%. Nilai kalori bahan bakar 5242 kCal/kg dan 4200 kCal/kg. Variasi aliran FGR ke *dampers* GF, *dampers* GT, kombinasi GF dan GT.

Pada penelitian ini terdapat beberapa asumsi yang digunakan dalam melakukan simulasi pemodelan *Cycle-Tempo*, sebagai berikut:

1. *Main* dan *reheat steam flow* tidak berubah untuk variasi beban yang sama
2. *Main* dan *reheat steam temperature* tidak berubah pada semua variasi simulasi
3. Optimasi efisiensi diperoleh dari perubahan pemakaian batubara dan udara pembakaran
4. Variasi simulasi persentase jumlah *flow rate* FGR mengacu pada *total flow rate* dari *flue gas*.

Untuk memvalidasi bahwa pemodelan dan simulasi dalam *Cycle-Tempo* dapat dinyatakan valid, maka dilakukan perbandingan parameter yang diperoleh dari hasil simulasi model *Cycle-Tempo* di beberapa titik proses dengan data *heat balance*, data *performance test* dan data *design manual book*. Validasi model *Cycle-Tempo* dilakukan pada model 1 tanpa mengoperasikan *FGR* dengan bahan bakar batubara kalori 5242 kCal/kg. Setelah model 1 *Cycle-Tempo* tervalidasi, dilakukan pembuatan model 2 dan model 3 dengan simulasi pola operasi *FGR* ke arah *gas furnace* dan ke arah *gas tempering* untuk masing-masing kondisi operasi 100%, 75% dan 65% MCR dengan variasi *recirculation rate* yang berbeda. Skema simulasi yang akan dilakukan ditunjukkan pada Tabel 3.9. Data parameter yang

diumpan konstan dan bervariasi terdapat pada Tabel 3.10. Tabel *matrix energy* dan *mass balance* ditunjukkan pada Tabel 3.12.

Variasi operasi menggunakan batubara *medium rank coal* dan *low rank coal* dengan resirkulasi gas yang memenuhi syarat evaluasi, kemudian akan di analisis untuk mengetahui dampak variasi tersebut terhadap performa pembangkit (efisiensi, risiko *overheating* dan *slagging*).

Tabel 3.9 Variasi Operasi *Gas Recirculation System*

Studi Kasus	Kasus 1						Kasus 2						Kasus 3					
Nilai Kalor (kCal/kg)	5242			4280			5242			4280			5242			4280		
Variasi Beban (% MCR)	100	75	65	100	75	65	100	75	65	100	75	65	100	75	65	100	75	65
<i>Ratio Gas Tempering (%)</i>	0	0	0	0	0	0	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30
<i>Ratio Gas Furnace (%)</i>	0	0	0	0	0	0	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30
<i>Ratio Combine (%)</i>	0	0	0	0	0	0	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30	2-30

Tabel 3.10 Parameter *Input to Cycle Tempo*

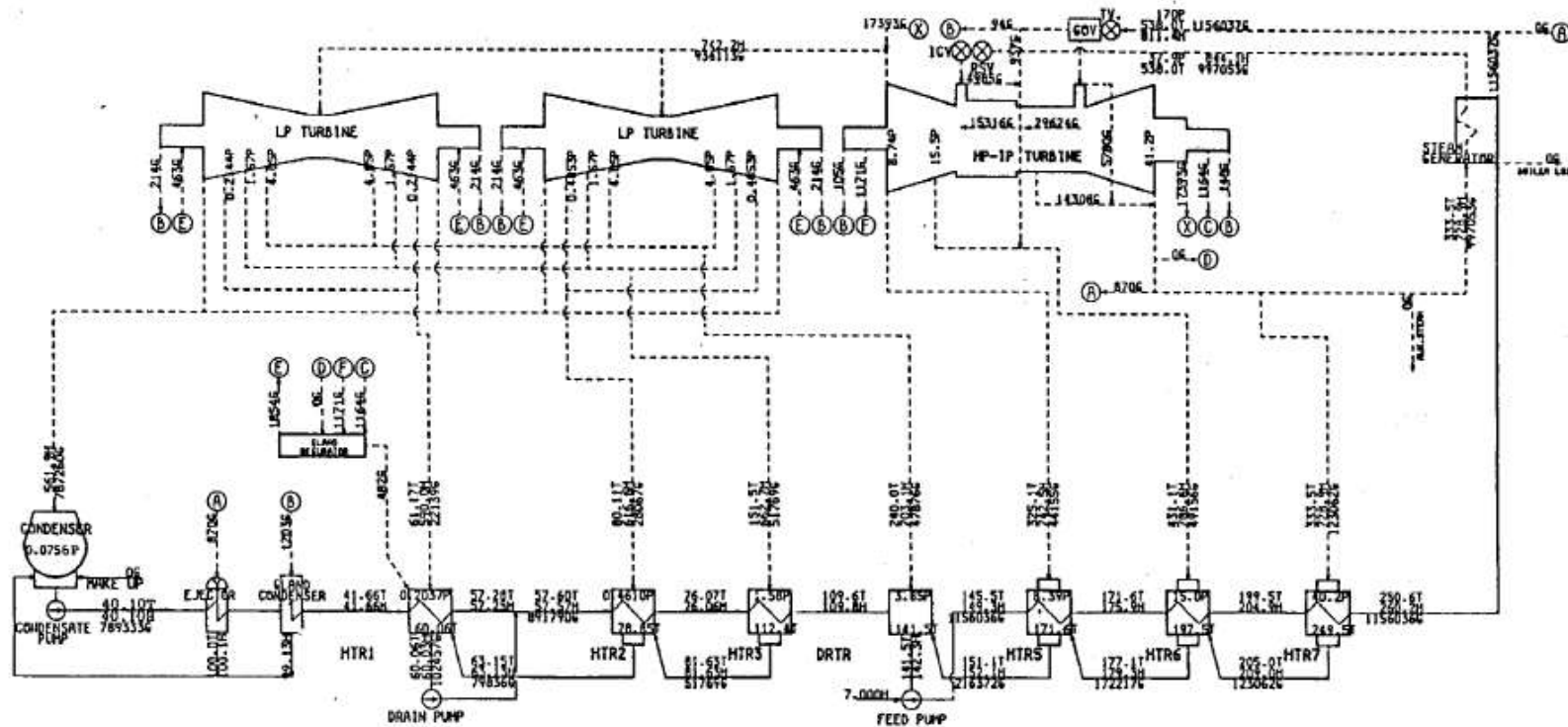
No	Input Parameter	Konstan	Variable
1	<i>Product function power (MW)</i>	V	
2	<i>Pressure steam inlet outlet turbine</i>	V	
3	<i>Pressure condenser</i>	V	
4	<i>Feedwater flow</i>	V	
5	<i>condensate flow</i>	V	
6	<i>Coal input</i>		V
7	<i>Air fuel ratio</i>		V
8	<i>Recirculation ratio</i>		V
9	<i>Direction flow FGR</i>		V
10	<i>Efficiency apparatus turbine</i>	V	

3.5. Alokasi Waktu Penelitian

Penelitian ini dijadwalkan selama 6 bulan dengan rincian kegiatan sebagai berikut:

Tabel 3.11 Alokasi Waktu Penelitian

Kegiatan	I				II				III				IV				V				VI			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Studi pustaka dan literatur	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Pengumpulan data desain dan operasi			■	■	■	■	■	■																
Pembuatan model									■	■	■	■												
Input data model													■	■										
Validasi model														■	■									
Analisa dan simulasi																	■	■	■	■	■	■		
Penulisan laporan			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
Sidang proposal tesis											■	■												
Sidang tesis																							■	■



$$\text{Heat Rate} = \frac{1156037 \times (811.4 - 260.2) + 997053 \times (844.1 - 728.9)}{400,000} = 1,080 \text{ kcal/kWh}$$

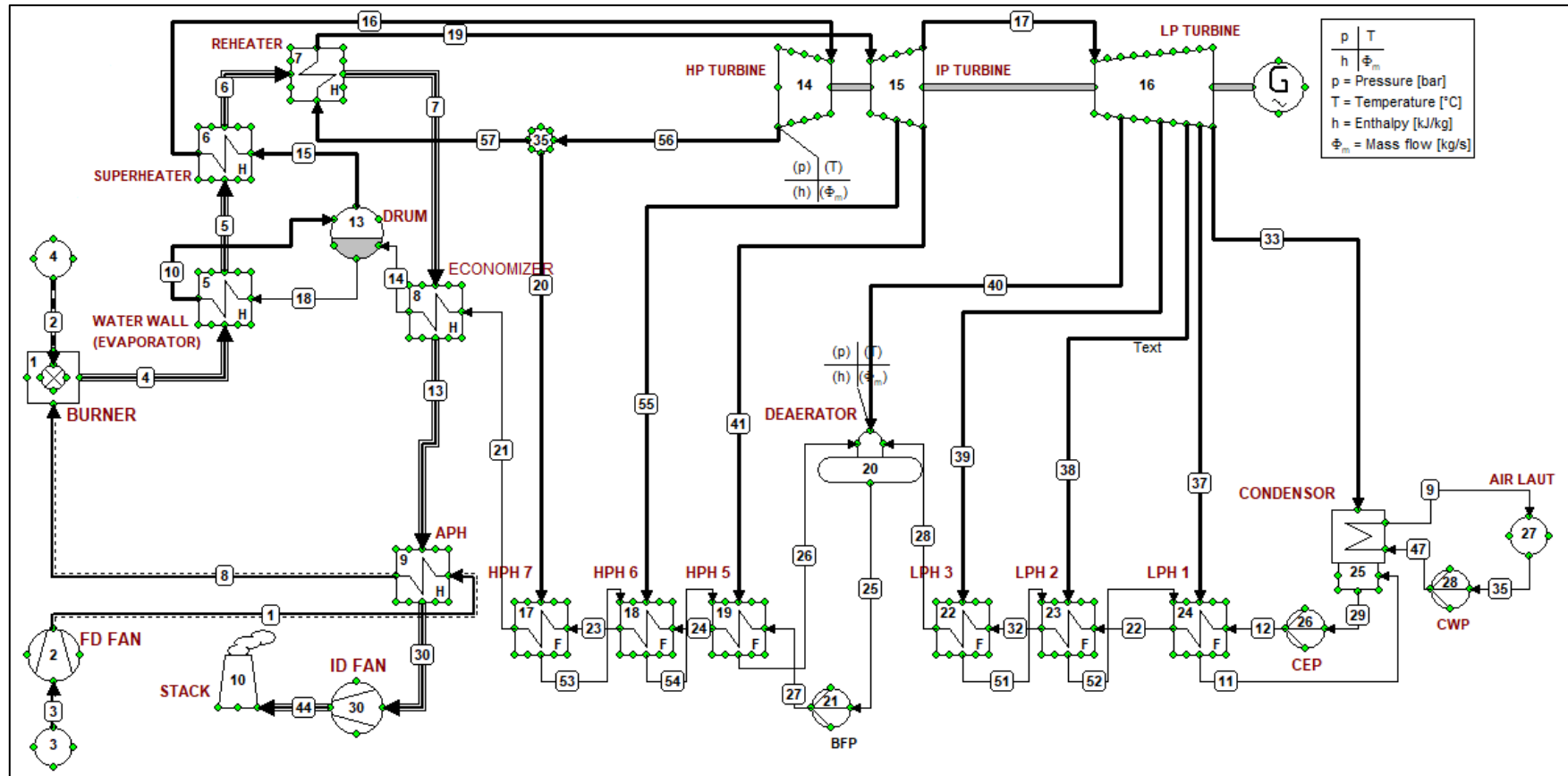
P: PRESSURE (KG/CM² ABS)
 H: ENTHALPY (KCAL/KG)
 G: FLOW (KG/H)
 T: TEMPERATURE (DEG. C.)

NOTE: CALCULATIONS ARE BASED ON 1967 IFC. FORMULATIONS OF STEAM TABLE.

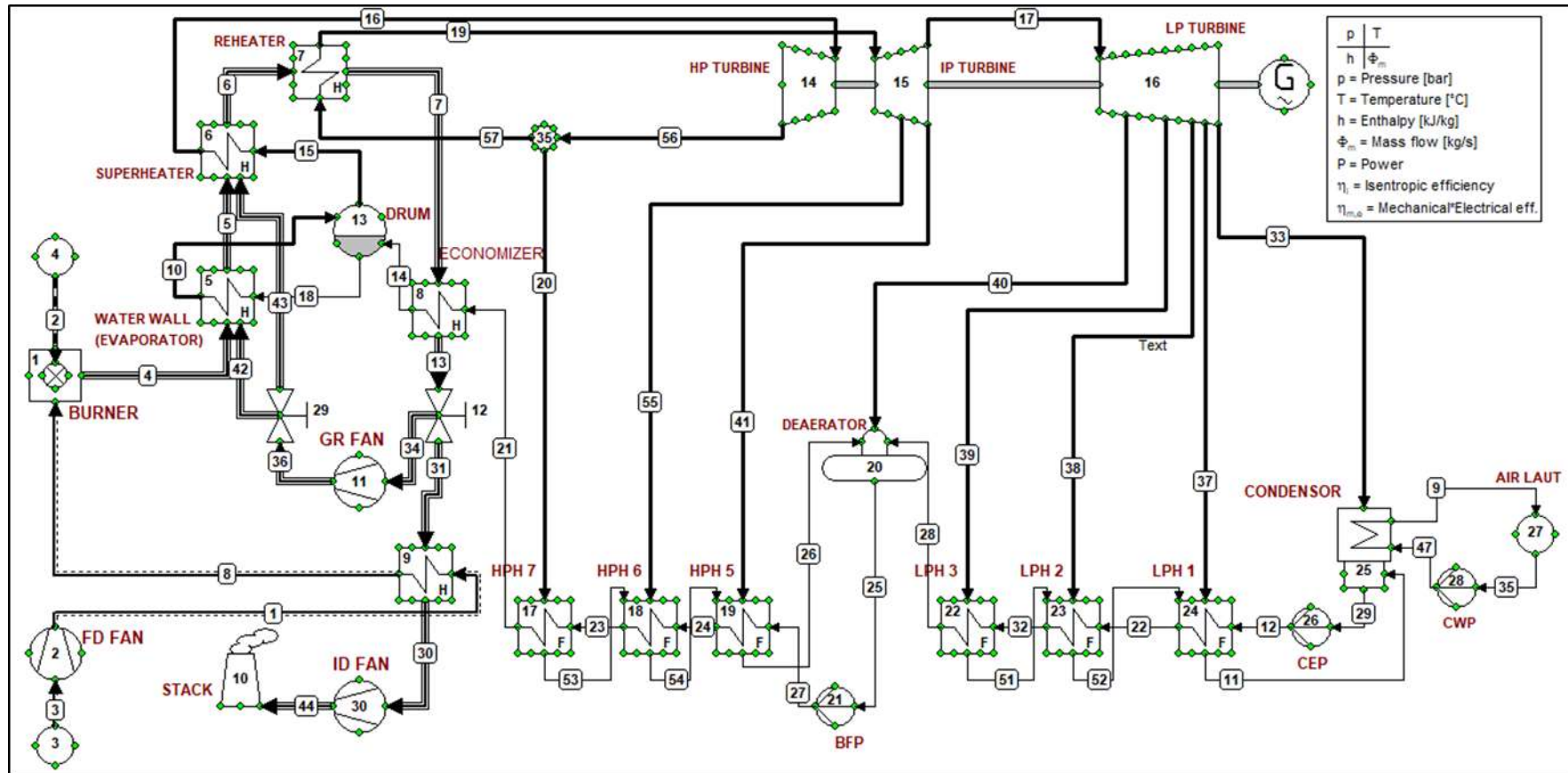
NOTE: HEAT RATES ARE BASED ON LOCUS OF FULL VALVE POINT

STEAM TURBINE RATING	400000 KW	PERUSAHAAN UMUM LISTRIK NEGARA	
TYPE OF STEAM TURBINE	TC4F-28 IN	SURALAYA STEAM POWER PLANT M32M4	
STEAM CONDITIONS	18V KG/CM ² +26 538/538C	HEAT BALANCE DIAGRAM	
EXHAUST PRESSURE		100% MCR	
C.V. TEMPERATURE	30C	GUARANTEED	
GENERATOR RATING	471000 KVA	APR'D	ORDER NO
POWER FACTOR	0.85	CHK'D	85019E
HYDROGEN PRESSURE	3 KG/CM ²	CALC'D	DWG. NO
EXCITER TYPE	BRUSHLESS EXCITER		C05-3220
			REV.

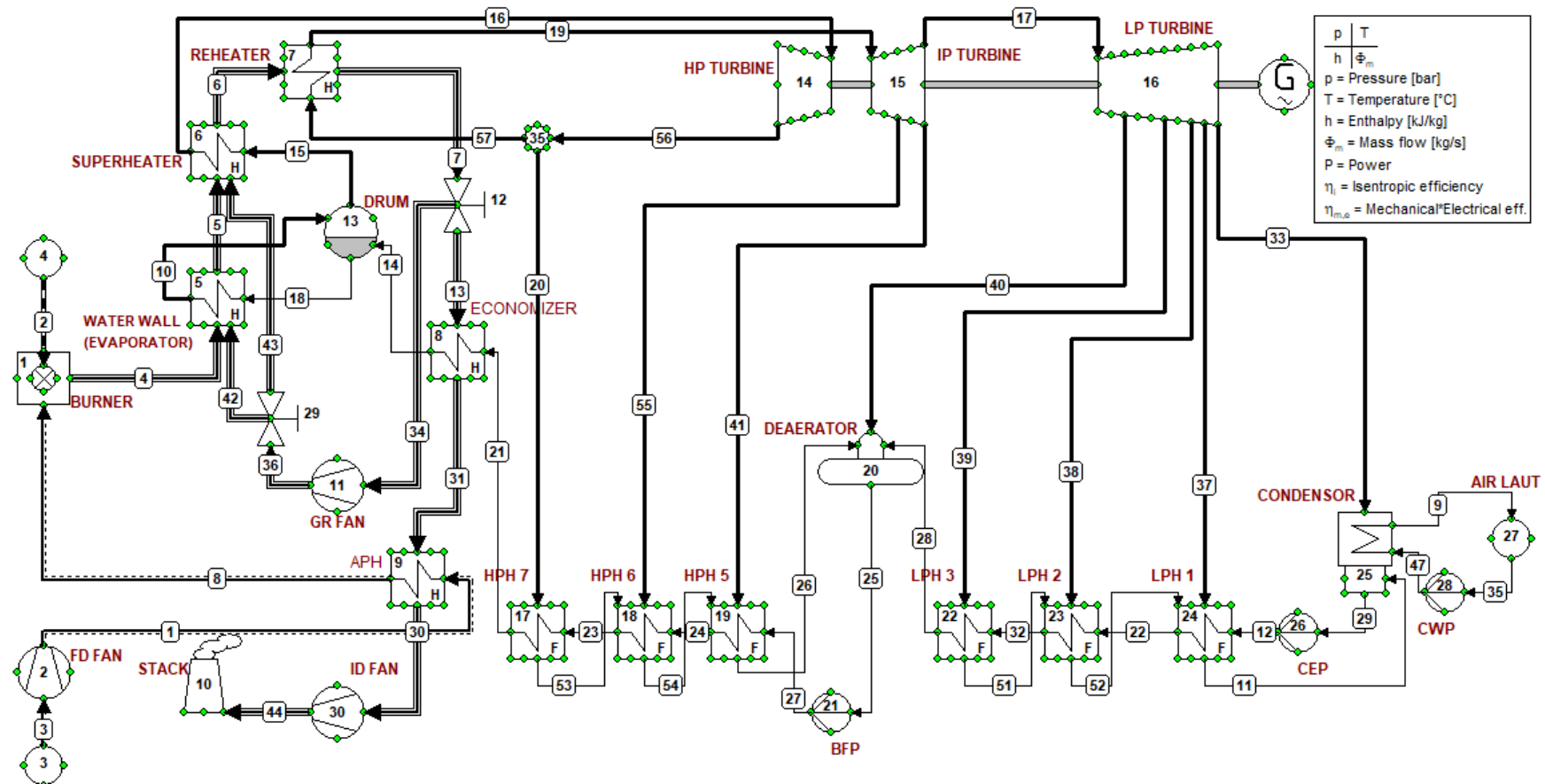
Gambar 3.2 Heat Balance Load 400 MW PLTU Unit 3-4 Suralaya (Babcok & Wilcox, 1986)



Gambar 3.3 Pemodelan Unit 1-4 Tanpa *Flue Gas Recirculation* (Model 1)



Gambar 3.4 Pemodelan Unit 1-4 menggunakan FGR dengan ekstraksi flue gas dari Economizer Outlet (Model 2)



Gambar 3.5 Pemodelan Unit 1-4 menggunakan FGR dengan ekstraksi flue gas dari Reheater Outlet (Model 3)

BAB 4

HASIL SIMULASI DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas hasil dari simulasi pada model 1, model 2 dan model 3, dengan variasi beban 65%, 75%, 100% dan variasi Nilai kalori bahan bakar 5242 kCal/kg dan 4200 kCal/kg. Arah aliran FGR menuju ke *dampers gas furnace (GF)*, *gas tempering (GT)* serta kombinasi keduanya. Simulasi pada model 1 (*without FGR*) akan menjadi *baseline* dan dilakukan validasi pada beberapa titik atas *heat balance* Unit 3-4, *performance test* dan *design manual*. Simulasi yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui manfaat dari pengoperasian FGR pada *boiler* secara keseluruhan dari sudut pandang efisiensi dan potensi risiko *overheating* serta terbentuknya *slagging*.

4.1. Data Pendukung Pemodelan

4.4.1 Data Desain *Heat Balance* dan Temperatur *Flue Gas Boiler*

Pemodelan *software Cycle-Tempo* ini mengacu pada desain *heat balance* PLTU 3-4 Suralaya dan desain temperatur *flue gas boiler* pada kondisi *output generator* 100% MCR (400 MW). Berikut penjelasan dari referensi yang akan digunakan sebagai acuan untuk pemodelan:

- Desain *heat balance* unit 3-4 yang digunakan untuk membangun pemodelan menggunakan desain *heat balance* pada beban 100% MCR atau 400 MW (Gambar 3.2).
- Desain temperatur *flue gas boiler* mengacu pada data yang terdapat desain manual book boiler B&W, dimana laju aliran *flue gas* sebesar 1675 ton/jam dan temperatur *flue gas* di dua titik yaitu *furnace exit gas temperature* sebesar 1232 °C dan temperatur *flue gas* pada *inlet economizer* sebesar 511 °C serta *outlet economizer* sebesar 352 °C (Gambar 4.1).
- Data batasan temperature *furnace exit gas temperature* yang digunakan untuk menghindari terbentuknya *slagging* mengacu pada *fusion point of ash* yang terdapat dalam desain *Manual Book B&W* (Tabel 4.1).

Tabel 4.1 *Fusion Point of Ash*

<i>Fusion Point of Ash</i>	<i>Average Coal</i>	<i>Worst Coal (or Range)</i>
<i>Initial (°C)</i>	1279	1010 – 1500
<i>Softening (°C)</i>	1395	1190 – 1510
<i>Fluid (°C)</i>	1443	1350 – 1620

Sumber: B&W Canada, 1984

4.4.2 *Data Performance Test*

Nilai rata-rata efisiensi boiler dan turbin dari data *performance test* PLTU Unit 3 Suralaya berdasarkan 9 data terakhir pada kondisi output generator 400 MW (100% MCR) digunakan sebagai acuan nilai efisiensi *boiler* dan turbin dari pemodelan yang dibuat. Data *performance test* dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Evaluasi terhadap pemodelan *cycle tempo* yang dibuat untuk setiap kasus, mengacu pada spesifikasi desain sesuai Sub bab 4.1.1. Nilai referensi untuk menghindari terbentuknya *slagging* saat menggunakan batubara 5242 kCal/kg dan 4280 kCal/kg menggunakan Tabel 4.1. Selanjutnya sebagai pembanding dalam menentukan keakuratan hasil pemodelan mengacu pada nilai efisiensi dan *heat rate* pembangkit rata-rata hasil dari *performance test*.

Tabel 4.2 Hasil Performance Test 100% MCR Unit 3 Suralaya

Parameter	Base Line	Hasil Performance Test PLTU Unit 3 Suralaya									
		Data 1	Data 2	Data 3	Data 4	Data 5	Data 6	Data 7	Data 8	Data 9	Rata-Rata
Load, MW	400	395.19	400.87	396.46	398.33	400.81	401.15	398.05	395.7	399.61	398.46
Turbine Heat Rate, kCal/kWh	1963	2165	2066	2113	2149	2118	2205	2143	2121	2091	2130.11
Boiler Eff, %	88.06	85.57	85.55	85.87	84.67	85.64	86.57	84.29	85.09	83.1	85.15
NPHR, kCal/kWh	2323	2712	2592	2642	2722	2656	2739	2736	2680	2699	2686.44
Plant Thermal Efficiency (Net), %	35.07	34	33.18	34.94	33.89	34.77	33.76	33.82	34.5	34.18	34.12
Auxiliary Power, MW	19.26	26.59	27.35	27.21	27.12	27.68	28.15	28.16	27.71	27.17	27.46
Coal Calorific Value, kCal/kg	5145	4897	4888	4921	4846	5033	5458	4491	4928	4444	4878.44

Sumber: Bidang Efisiensi Suralaya

4. 2. Pemodelan *Cycle-Tempo* Unit 3 Suralaya

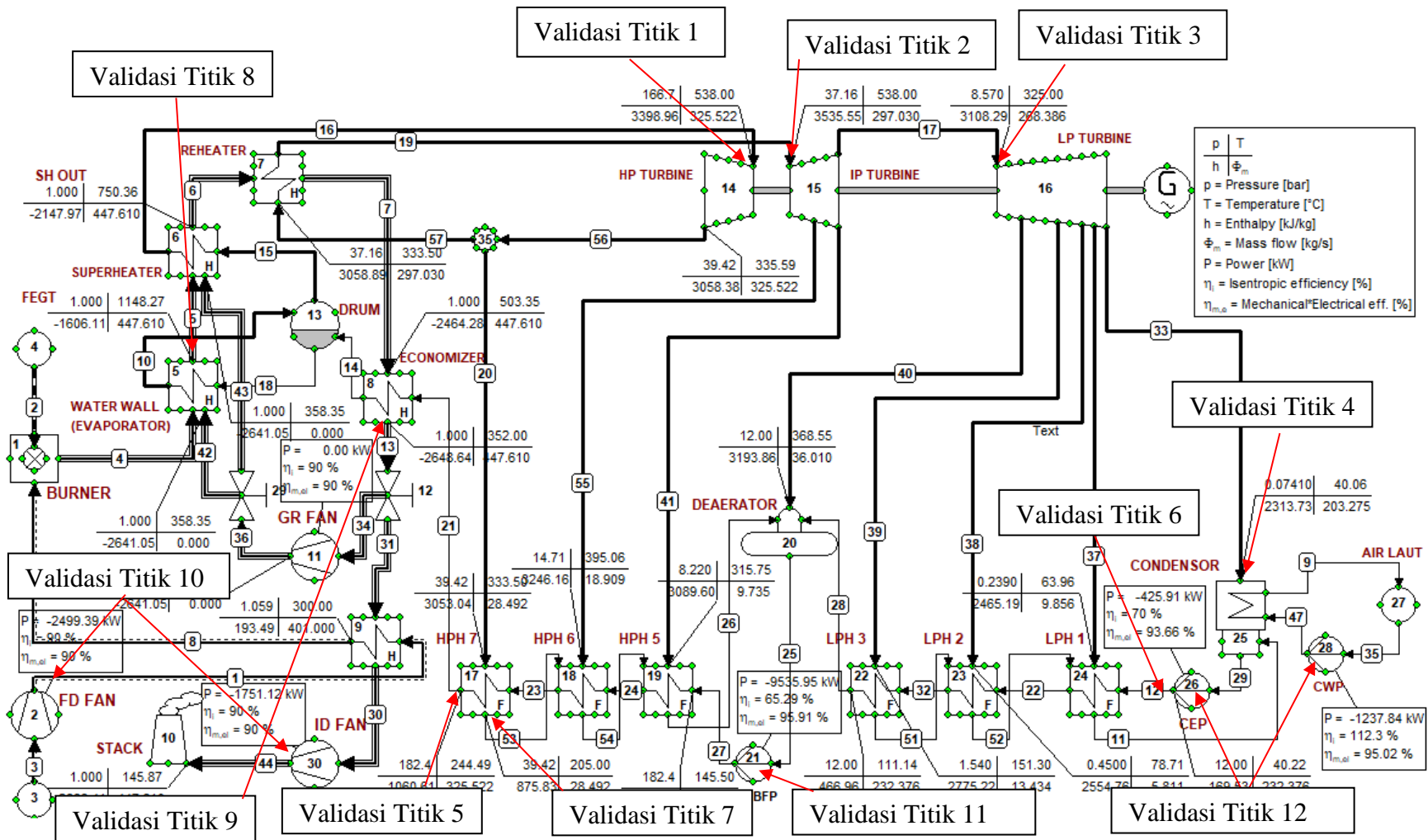
Pemodelan PLTU Unit 3 Suralaya menggunakan *software Cycle-Tempo* dapat dibagi menjadi tiga kasus, yaitu model 1 tanpa menggunakan FGR, model 2 menggunakan FGR dengan *flue gas* diekstraksi dari *economizer outlet*, model 3 menggunakan FGR dengan *flue gas* diekstraksi dari *reheater outlet*. Setiap model dioperasikan pada 3 tingkat beban (100%, 75% dan 65% MCR) masing-masing

menggunakan bahan bakar bernilai kalor 5242 kCal/kg dan 4280 kCal/kg. Pemodelan pada model 1 dengan menggunakan batubara 5242 kCal/kg pada beban 100% MCR dan tanpa mengoperasikan FGR yang tervalidasi akan menjadi referensi untuk simulasi pada kedua model berikutnya.

Penggunaan apparatus *primary air fan* (PAF) di dalam *Cycle-Tempo* tidak dapat dilakukan karena koneksi *primary air flow* ke *apparatus combuster* tidak dapat dilakukan, karena *combuster* hanya dapat menerima 2 *input*. Dengan demikian, *primary air flow* digabungkan dengan *secondary air flow* dengan menggunakan *forced draft fan* (FDF).

Validasi pemodelan pada model 1 dilakukan di beberapa titik dan dibandingkan dengan heat balance unit 3-4, *flue gas temperature* dan *auxiliary power consumption* (Gambar 4.1). Perbandingan hasil simulasi terhadap referensi disajikan dalam Tabel 4.3, berikut lokasi titik validasi pemodelan:

1. Titik 1 *inlet HP turbine*
2. Titik 2 *inlet IP turbine*
3. Titik 3 *inlet LP turbine*
4. Titik 4 *Condensor inlet*
5. Titik 5 *outlet HP Heater 7*
6. Titik 6 *outlet Condensate Pump*
7. Titik 7 *drain* dari *HP Heater 7* ke *HP Heater 6*
8. Titik 8 *furnace exit gas temperature*
9. Titik 9 *Economizer inlet gas temperature*
10. Titik 10 *power consumption* pada *FD Fan* dan *ID Fan*
11. Titik 11 *Power consumption* pada BFP
12. Titik 12 *Power consumption* pada CEP dan CWP
13. *Turbine Heat Rate*



Gambar 4.1 Validasi Model 1 Without FGR Pada 100% MCR, Batubara 5242 kCal/kg

Tabel 4.3 Validasi Model 1 *Without* FGR 100% MCR 5242 kCal/kg

Titik Validasi	Parameter	Cycle Tempo	Referensi	Diff %
Titik 1 <i>Main Steam HP-Turbine</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	170.0	170.0	-
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	812.35	811.40	0.12
	<i>Flow (kg/h)</i>	1,171,890	1,156,037	1.37
	<i>Temperature (°C)</i>	538	538	-
Titik 2 <i>Reheat Steam IP-Turbine</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	37.89	37.90	-0.02
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	845.02	844.10	0.11
	<i>Flow (kg/h)</i>	1,069,319	997,053	7.25
	<i>Temperature (°C)</i>	538	538	-
Titik 3 <i>Reheat Steam LP-Turbine</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	8.74	8.74	-
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	742.90	742.20	0.09
	<i>Flow (kg/h)</i>	966,196.8	936,133	3.21
	<i>Temperature (°C)</i>	538	538	-
Titik 4 <i>Steam to Condensor</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	0.076	0.076	-
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	553	561.9	-1.58
	<i>Flow (kg/h)</i>	731,714.4	787,260	-7.06
	<i>Temperature (°C)</i>	40.06	40	0.15
Titik 5 <i>Feedwater outlet HPH 7</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	185.90	-	
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	253.5	260.2	-2.57
	<i>Flow (kg/h)</i>	1,171,890	1,156,036	1.37
	<i>Temperature (°C)</i>	244.49	250.6	-2.44
Titik 6 <i>CEP discharge pump</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	12.20	-	
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	40.46	40.1	0.90
	<i>Flow (kg/h)</i>	836,560.8	789,333	5.98
	<i>Temperature (°C)</i>	40.17	40.1	0.17
Titik 7 <i>Drain HPH 7 to HPH 6</i>	<i>Pressure (kg/cm²)</i>	15	-	
	<i>Enthalpy (kCal/kg)</i>	209.3	209	0.14
	<i>Flow (kg/h)</i>	121,078	123,062	-1.61
	<i>Temperature (°C)</i>	197.37	205	-3.72
Titik 8 <i>FEGT</i>	<i>Flow Flue Gas (ton/h)</i>	1,611	1,675	-3.82
	<i>Temperature FEGT (°C)</i>	1,148	1,232	-6.82
Titik 9 <i>Economizer</i>	<i>Temp. Inlet ECO (°C)</i>	503	511	-1.57
	<i>Temp. Outlet ECO (°C)</i>	352	352	-
Titik 10 <i>FDF, IDF</i>	<i>Aux. Power FDF (kW)</i>	2,499	2,494	0.20
	<i>Aux. Power IDF (kW)</i>	1,751	1,719	1.86

Titik 11 BFP	Aux. Power BFP (kW)	9,535	9,684	-1.54
Titik 12 CEP, CWP	Aux. Power CEP (kW)	425	584	-27.23
	Aux. Power CWP (kW)	1,237	1,300	-4.85
Heat Rate Turbine	Turbine Heat Rate kCal/kWh	1,941	1,880	3.24

Berdasarkan hasil validasi diatas, maka didapatkan fakta perbedaan yang terjadi tidak terlalu signifikan. Dengan demikian model 1 *Cycle-Tempo* yang dibuat dapat digunakan sebagai referensi untuk simulasi pada kasus berikutnya.

4. 3 Perhitungan Efisiensi dan Heat Rate

Berdasarkan data pemodelan pada kondisi *without* FGR pada beban 400 MW (100% MCR) dengan bahan bakar batubara 5242 kCal/kg (model 1) dapat dihitung efisiensi dan *heat rate* sistem PLTU sebagai berikut:

- Panas yang diserap Boiler (*Economizer, Waterwall, Superheater*)

$$\dot{Q}_{boiler} = \frac{\dot{m}(h_{16} - h_{21})}{\eta_{boiler}}$$

$$\dot{Q}_{boiler} = \frac{325.525 \text{ kg/s} \cdot (3,398.96 - 1,060.61) \text{ kJ/kg}}{0.8515}$$

$$\dot{Q}_{boiler} = 893,941.73 \text{ kJ/s}$$

- Panas yang diserap Reheater

$$\dot{Q}_{reheater} = \frac{\dot{m}(h_{19} - h_{57})}{\eta_{reheater}}$$

$$\dot{Q}_{reheater} = \frac{297.033 \text{ kg/s} \cdot (3,535.55 - 3,058.89) \text{ kJ/kg}}{0,8515}$$

$$\dot{Q}_{reheater} = 166,275.68 \text{ kJ/s}$$

- Kerja yang dihasilkan HP Turbine

$$\dot{W}_{HP} = \dot{m}(h_{16} - h_{56}) \cdot \eta_{turbine} \cdot \eta_{gen}$$

$$\dot{W}_{HP} = (325.525 \text{ kg/s} \cdot (3,398.96 - 3,058.38) \text{ kJ/kg}) \cdot 0.95 \cdot 0.98$$

$$\dot{W}_{HP} = 103,217.46 \text{ kJ/s}$$

- Kerja yang dihasilkan IP Turbine

$$\dot{W}_{IP} = (\dot{m}_{19} \cdot h_{19} - (\dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{41} \cdot h_{41} + \dot{m}_{55} \cdot h_{55})) \cdot \eta_{turbine} \cdot \eta_{gen}$$

$$\dot{W}_{IP} = (297.033 \text{ kg/s} \cdot 3,535.55 \text{ kJ/kg} - (268.388 \cdot 3,108.29 + 9.735 \cdot 3,089.60 + 18.909 \cdot 3,246.16) \text{ kJ/s}) \cdot 0.95 \cdot 0.98$$

$$\dot{W}_{IP} = 115,898.69 \text{ kJ/s}$$

- Kerja yang dihasilkan LP Turbine

$$\dot{W}_{LP} = (\dot{m}_{17} \cdot h_{17} - (\dot{m}_{33} \cdot h_{33} + \dot{m}_{37} \cdot h_{37} + \dot{m}_{38} \cdot h_{38} + \dot{m}_{39} \cdot h_{39} + \dot{m}_{40} \cdot h_{40})) \cdot \eta_{turbine} \cdot \eta_{gen}$$

$$\dot{W}_{LP} = (268.388 \text{ kg/s} \cdot 3,108.29 \text{ kJ/kg} - (203.254 \cdot 2,313.73 + 9.878 \cdot 2,465.19 + 5.811 \cdot 2,554.76 + 13.434 \cdot 2,775.22 + 36.010 \cdot 3,193.86) \text{ kJ/s}) \cdot 0.95 \cdot 0.98$$

$$\dot{W}_{LP} = 160,562.86 \text{ kJ/s}$$

- Kerja Condensate Pump

$$\dot{W}_{CP} = \frac{\dot{m}(h_{12} - h_{29})}{\eta_{cp}}$$

$$\dot{W}_{CP} = \frac{232.378 \text{ kg/s} (169.31 - 167.81) \text{ kJ/kg}}{0.9}$$

$$\dot{W}_{CP} = 387.29 \text{ kJ/s}$$

- Kerja Boiler Feedwater Pump

$$\dot{W}_{BFP} = \frac{\dot{m}(h_{27} - h_{25})}{\eta_{bfp}}$$

$$\dot{W}_{BFP} = \frac{325.525 \text{ kg/s} (624.27 - 596.17) \text{ kJ/kg}}{0.9}$$

$$\dot{W}_{BFP} = 10,887 \text{ kJ/s}$$

- Kerja Circulating Water Pump

$$\dot{W}_{CWP} = \frac{\dot{m}(h_{47} - h_{35})}{\eta_{cwp}}$$

$$\dot{W}_{CWP} = \frac{26,241.027 \text{ kg/s} (150.95 - 150.91) \text{ kJ/kg}}{0,9}$$

$$\dot{W}_{CWP} = 1,166.26 \text{ kJ/s}$$

- Kerja yang dilakukan oleh *Forced Draft Fan*, *Induced Draft Fan* (referensi *performance test* dan hasil *Cycle Tempo*)

Referensi *performance test* FD Fan = 1006 kW

Referensi *performance test* PA Fan = 1488 kW

Jika dijumlahkan maka pemakaian sendiri untuk FD Fan dan PA Fan dari referensi *performance test* sebesar 2494 kW.

Hasil simulasi menggambarkan pemakaian sendiri untuk FD Fan (Gabungan PA Fan dan FD Fan) sebesar 2499 kW.

Referensi *performance test* ID Fan = 1719 kW

Hasil simulasi pemakaian sendiri untuk ID Fan sebesar 1751 kW

1. Perhitungan Effisiensi Siklus

$$\text{Effisiensi siklus net} = \frac{\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{boiler}}$$

$$= \frac{(103,217.46 + 115,898.69 + 160,562.86) \text{ kJ/s} - (387.29 + 10,887 + 1,166.26) \text{ kJ/s}}{(893,941.73 + 166,275.68) \text{ kJ/s}}$$

$$= \frac{(379,679.01) \text{ kJ/s} - (12,440.55) \text{ kJ/s}}{(1,060,217.41) \text{ kJ/s}}$$

Effisiensi siklus net = 34,64%

2. Perhitungan Net Plant Heat Rate

$$\text{NPHR} = \frac{\text{Absorbed Power}}{\text{Net Power}}$$

NPHR

$$= \frac{(893,941.73 + 166,275.68) \text{ kJ/s} \cdot 859.845 \text{ kCal/hr} \cdot \text{s/kJ}}{400,000 \text{ kW} - (387.29 + 10,887 + 1,166.26 + 2,499 + 1751) \text{ kW}}$$

$$\text{NPHR} = \frac{911,622,638.9 \text{ kCal/hr}}{(400.000 - 16,690.55) \text{ kW}}$$

$$\text{NPHR} = \frac{911,622,638.9 \text{ kCal/hr}}{383,309.45 \text{ kW}}$$

$$\text{NPHR} = 2,378 \text{ kCal/kWh}$$

Dari hasil simulasi *Cycle-Tempo* tanpa menggoperasikan FGR dengan menggunakan batubara 5242 kCal/kg pada beban 100% MCR (400 MW) diperoleh hasil net efisiensi PLTU sebesar 34,64% dan NPHR sebesar 2.378 kCal/kWh sesuai dengan nilai rata-rata data hasil *performance test* dan *base line* dimana net efisiensi PLTU sebesar 34,12% dan NPHR sebesar 2.324 kCal/kWh. Hal ini dapat menunjukkan bahwa pemodelan yang dibuat dapat mewakili sistem PLTU Unit 3 Suralaya.

4. 4. Analisis Hasil Pemodelan Cycle Tempo

4.4.1 Analisis Hasil Pemodelan *Without* FGR (Model 1)

Model 1 dengan menggunakan batubara nilai kalor 5242 kCal/kg pada beberapa variasi beban yaitu 65%, 75% dan 100% MCR memberikan hasil simulasi seperti pada Tabel 4.4 berikut.

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Model 1 Pada Batubara 5242 kCal/kg

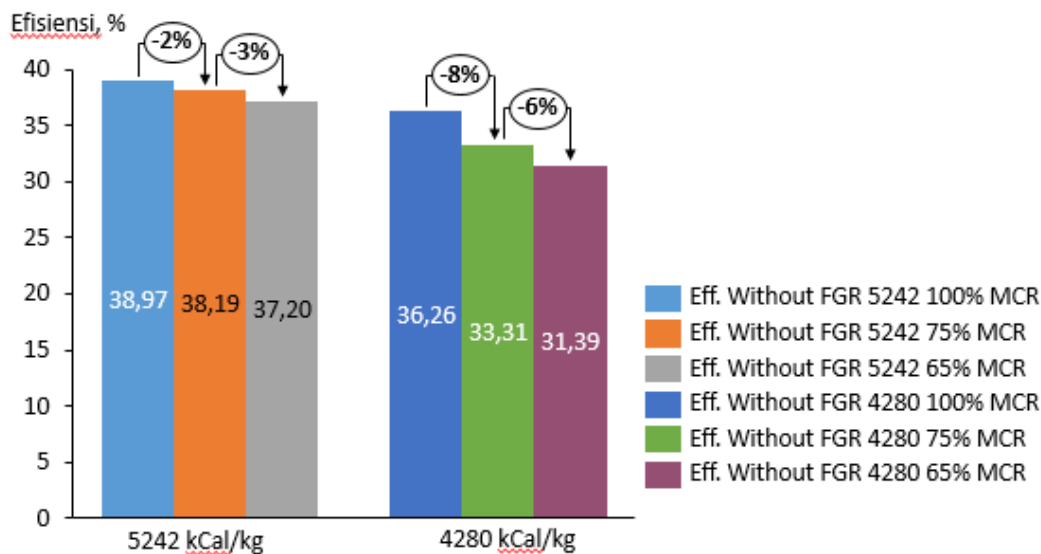
No	Parameter	Case 1, 5242 kCal/kg, Load, % MCR		
		65	75	100
1	Coal Flow, kg/s	31.69	35.63	46.61
2	Air Flow, kg/s	296.25	333.25	401
3	Air Fuel Ratio	9.35	9.35	8.62
4	Flue Gas Flow, kg/s	327.94	368.88	447.61
5	FEGT, °C	1063.96	1081.14	1148.27
6	SH Outlet Temp, °C	707.26	716.03	750.36
7	Net Plant Efficiency, %	37.20	38.19	38.97
8	Aux Power, MW	10.43	11.93	15.45
9	FD+ PA Fan Power, MW	1.846	2.077	2.499
10	ID Fan Power, MW	1.277	1.436	1.751
11	GR Fan Power, MW	0	0	0
12	BFP Power, MW	6.221	7.170	9.535
13	CEP Power, MW	0.277	0.32	0.425

14	<i>CWP Power, MW</i>	0.809	0.931	1.237
----	----------------------	-------	-------	-------

Model 1 dengan menggunakan batubara nilai kalor 4280 kCal/kg pada beberapa variasi beban yaitu 65%, 75% dan 100% MCR memberikan hasil simulasi seperti pada Tabel 4.5 berikut.

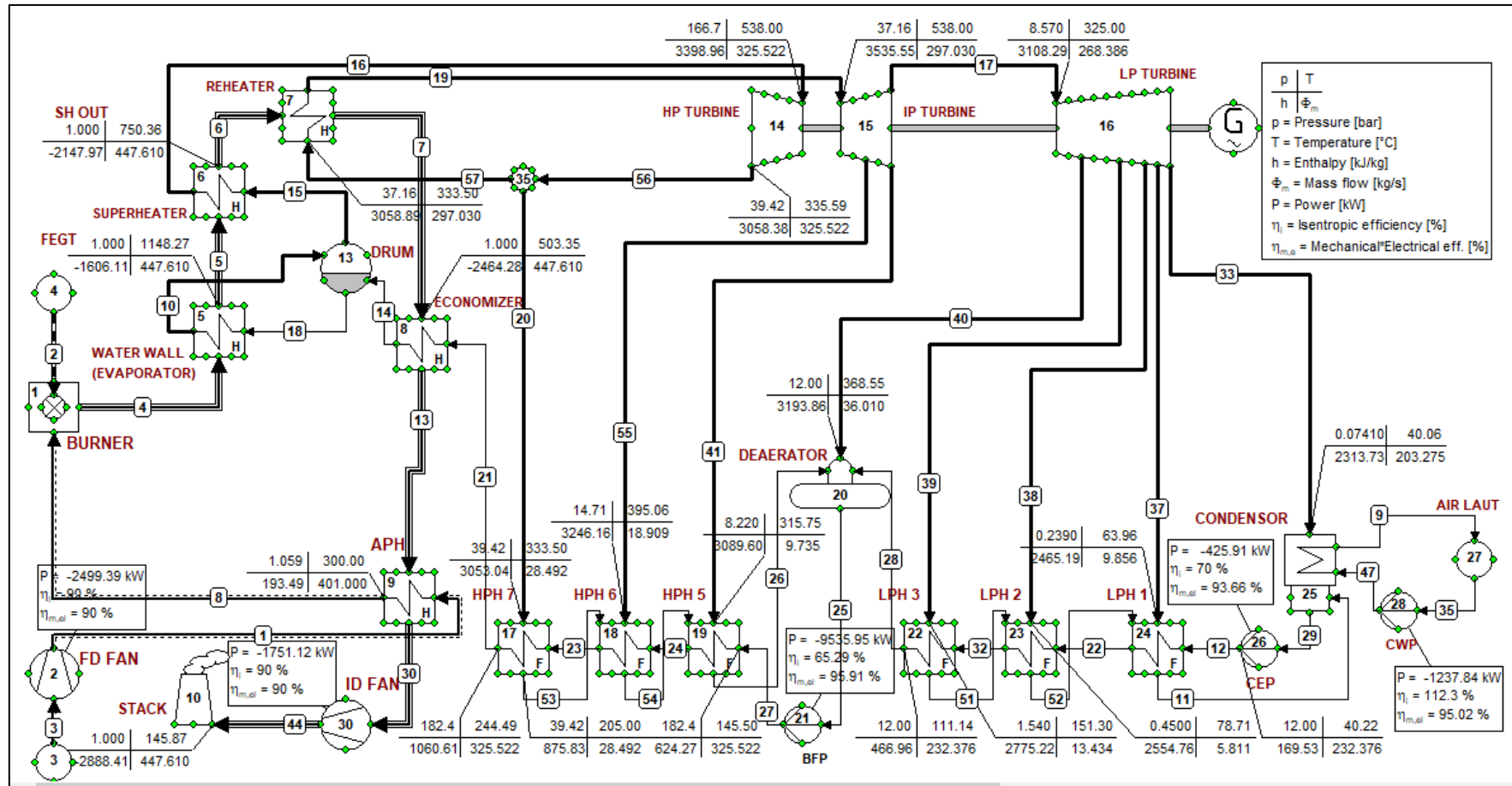
Tabel 4.5 Hasil Simulasi Model 1 Pada Batubara 4280 kCal/kg

No	Parameter	Case 1, 4280 kCal/kg, Load, % MCR		
		65	75	100
1	<i>Coal Flow, kg/s</i>	44.59	48.53	59.51
2	<i>Air Flow, kg/s</i>	317.78	341.11	417.78
3	<i>Air Fuel Ratio</i>	7.12	7.12	7.02
4	<i>Flue Gas Flow, kg/s</i>	362.37	389.64	477.29
5	<i>FEGT, °C</i>	1000.29	1044.68	1101.92
6	<i>SH Outlet Temp, °C</i>	674.79	697.42	726.65
7	<i>Net Plant Efficiency, %</i>	31.39	33.31	36.26
8	<i>Aux Power, MW</i>	10.72	12.09	15.69
9	<i>FD+ PA Fan Power, MW</i>	1.98	2.126	2.603
10	<i>ID Fan Power, MW</i>	1.433	1.542	1.889
11	<i>GR Fan Power, MW</i>	0	0	0
12	<i>BFP Power, MW</i>	6.221	7.170	9.535
13	<i>CEP Power, MW</i>	0.277	0.320	0.425
14	<i>CWP Power, MW</i>	0.809	0.931	1.237

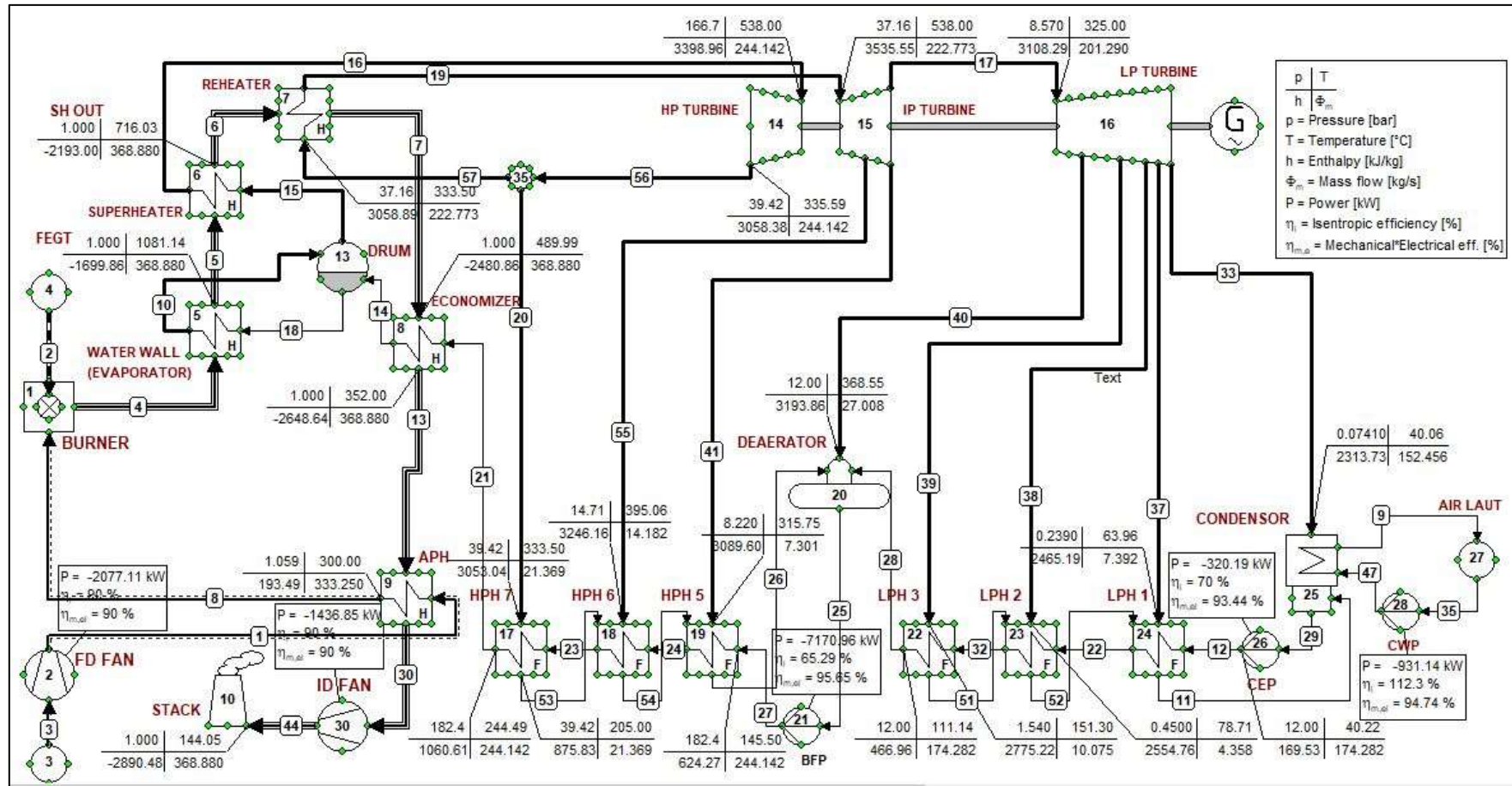


Gambar 4.2 Nilai Efisiensi Unit Pembangkit *Without FGR* (Kasus 1)

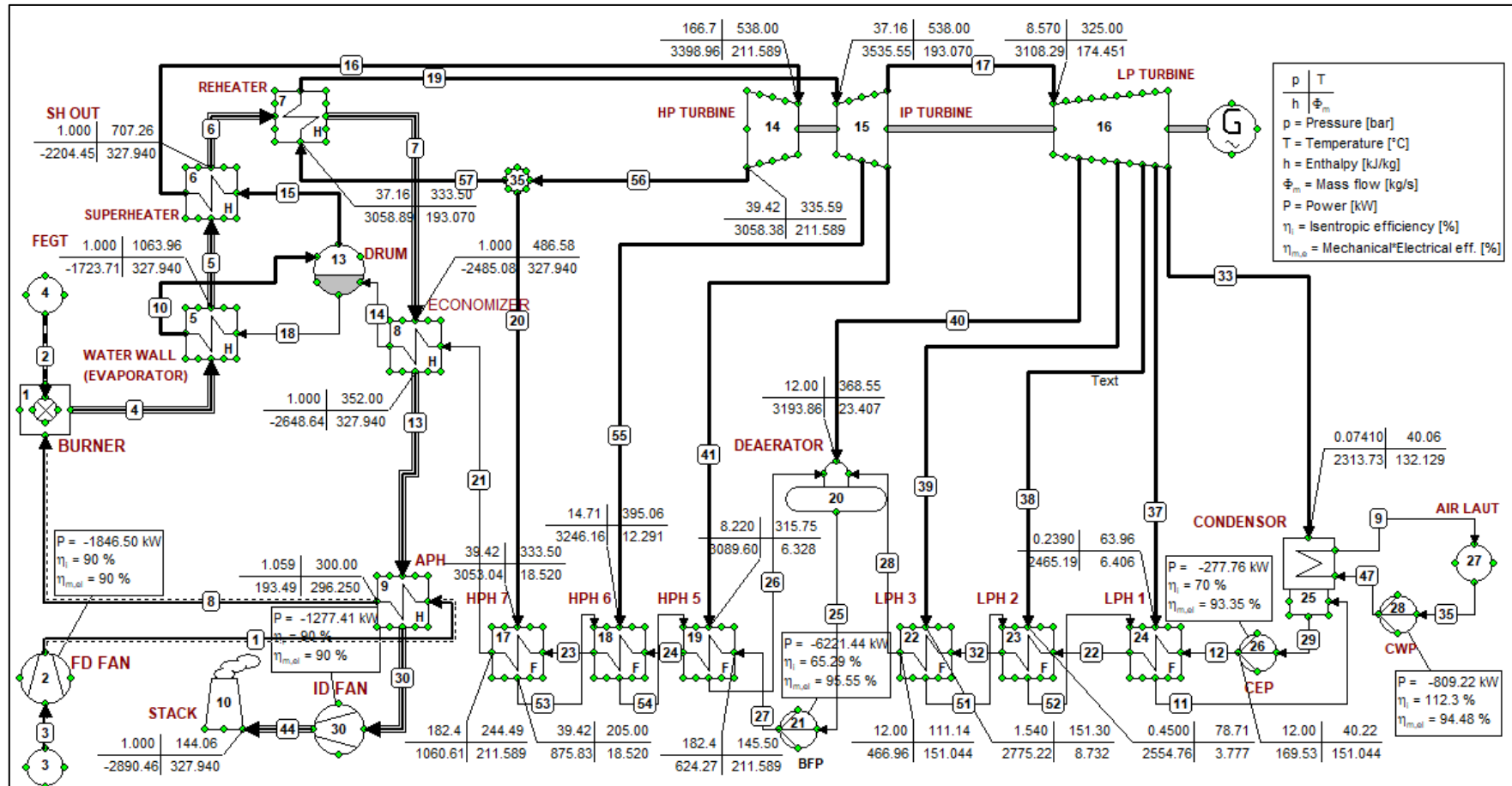
- Terjadi penurunan efisiensi unit pembangkit seiring dengan turunnya beban pembangkit, penurunan terbesar terjadi pada penggunaan bahan bakar 4280 kCal/kg, differential efisiensi dengan selisih sebesar 8% terjadi pada saat beban unit turun dari 100% ke 75% MCR, sedangkan pada penurunan beban dari 75% ke 65% MCR selisih perbedaan efisiensi mencapai 6%. Degradasi efisiensi dengan turunnya beban pembangkit sedikit lebih kecil jika menggunakan bahan bakar kalori 5242 kCal/kg.
- Degradasi efisiensi yang terjadi seiring dengan penurunan beban unit saat menggunakan batubara *low rank coal* dapat disiasati dengan pengoperasian FGR, sehingga diperoleh efisiensi yang lebih optimum pada saat beban rendah.
- Temperatur FEGT dari hasil simulasi mengalami penurunan seiring dengan turunnya beban, potensi terjadi *overheating* dan *slagging* pada batubara 5242 dan 4280 kCal/kg sangat kecil. *Temperature initial fusion of ash* 1279 °C (untuk batubara 5242 kCal/kg) dan 1180 °C (untuk batubara 4280 kCal/kg) belum tercapai.



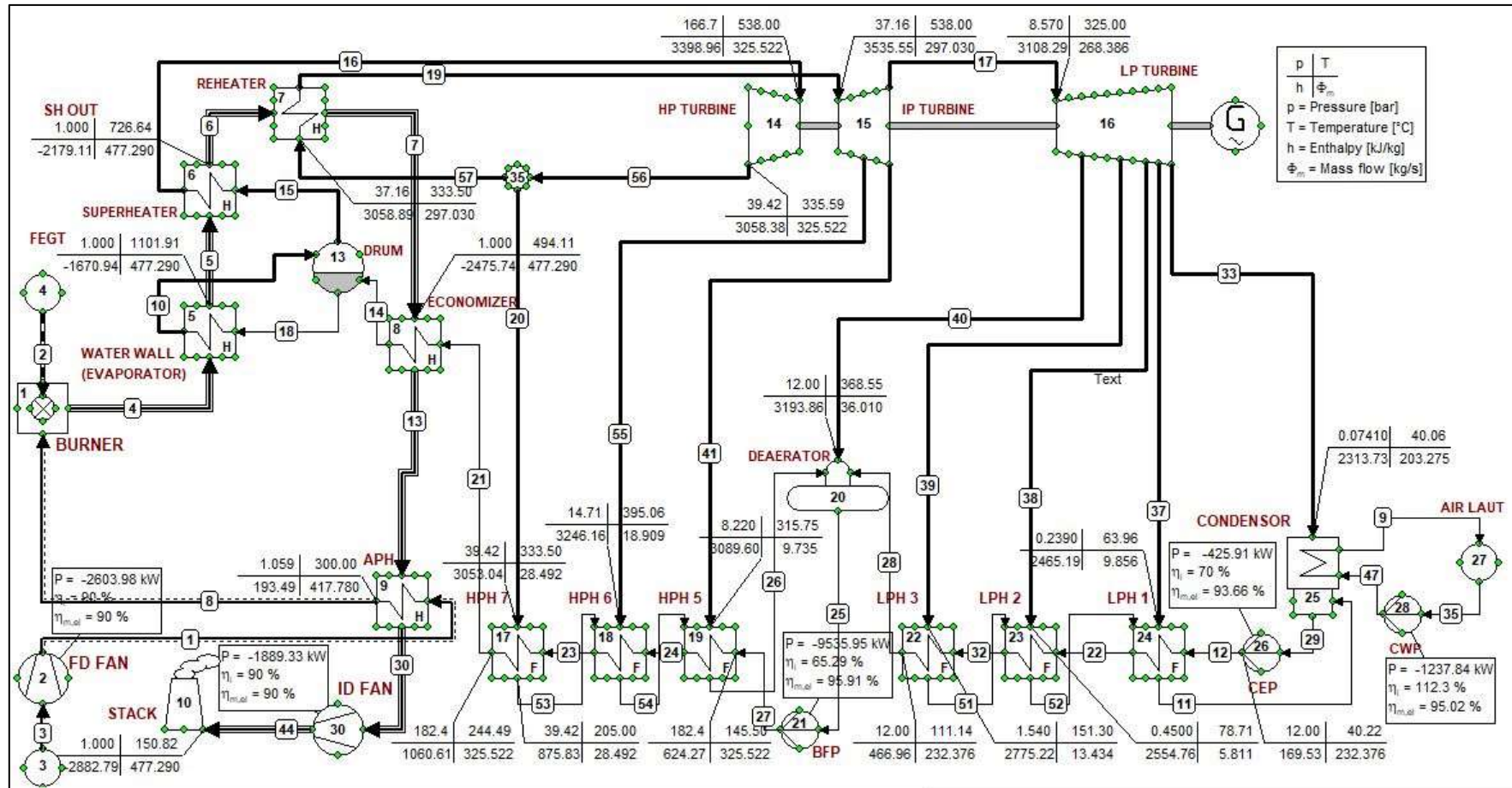
Gambar 4.3 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 100% MCR



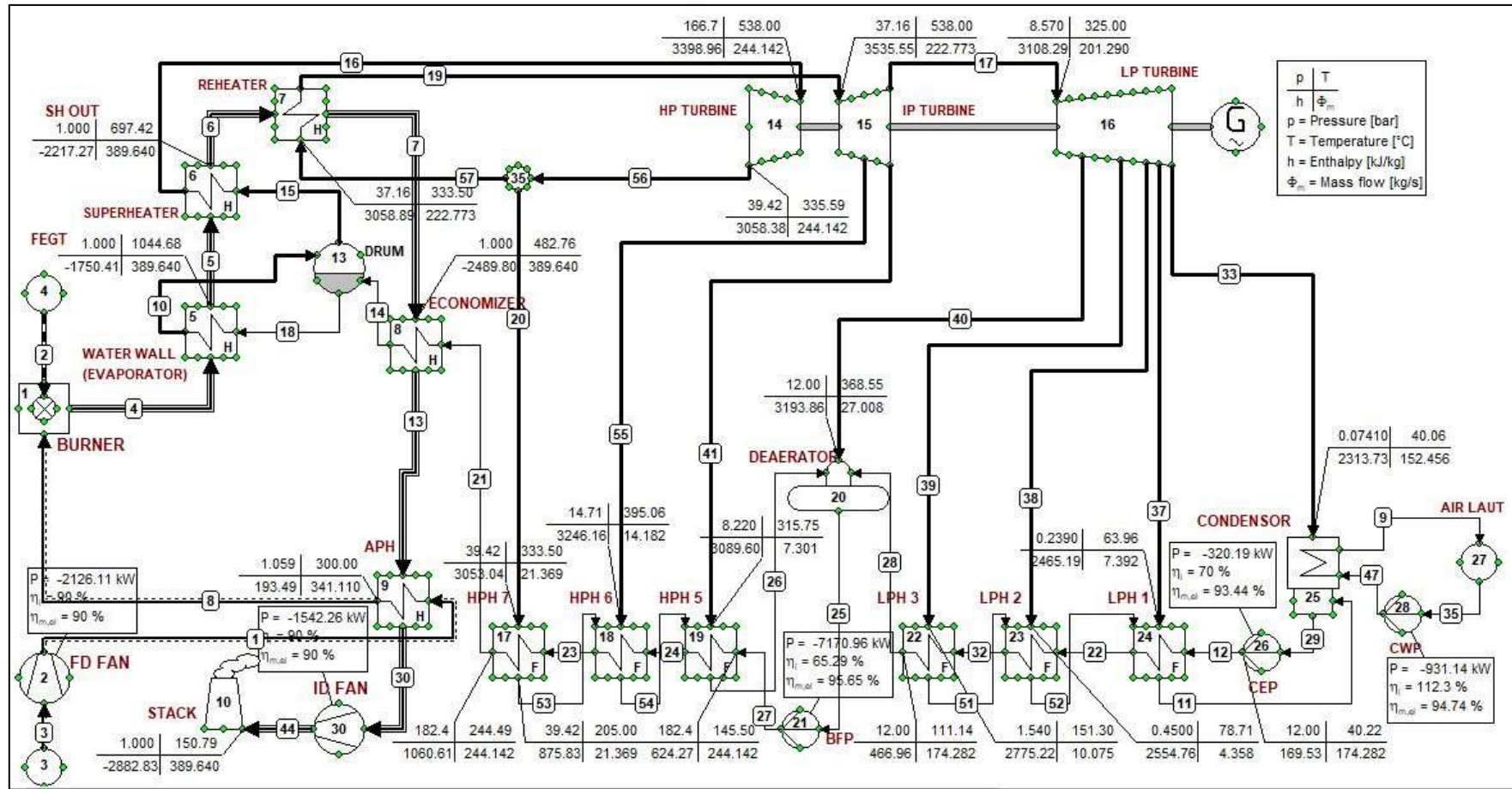
Gambar 4.4 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 75% MCR



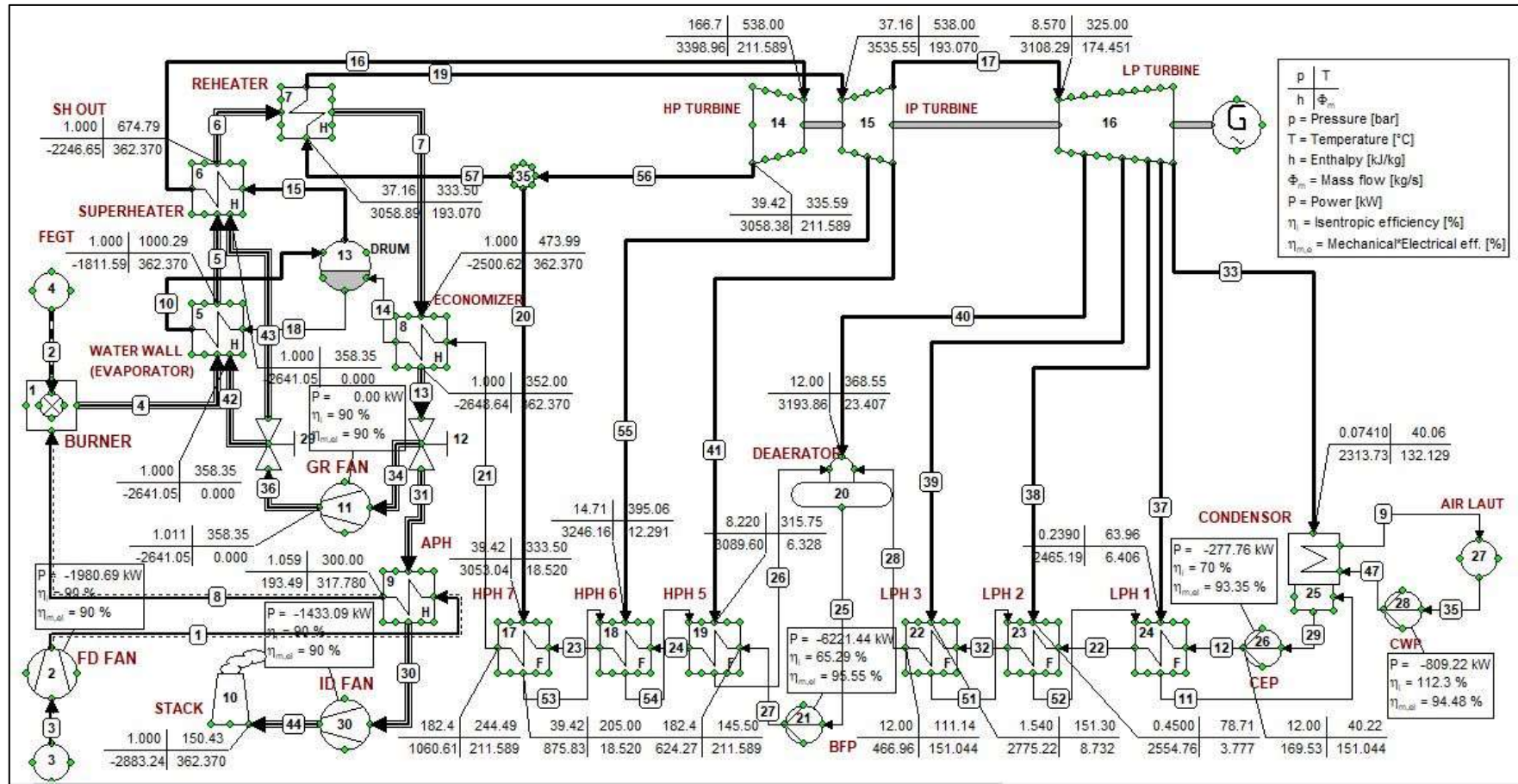
Gambar 4.5 Hasil Simulasi Model 1 5242 kCal/kg Load 65% MCR



Gambar 4.6 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 100% MCR



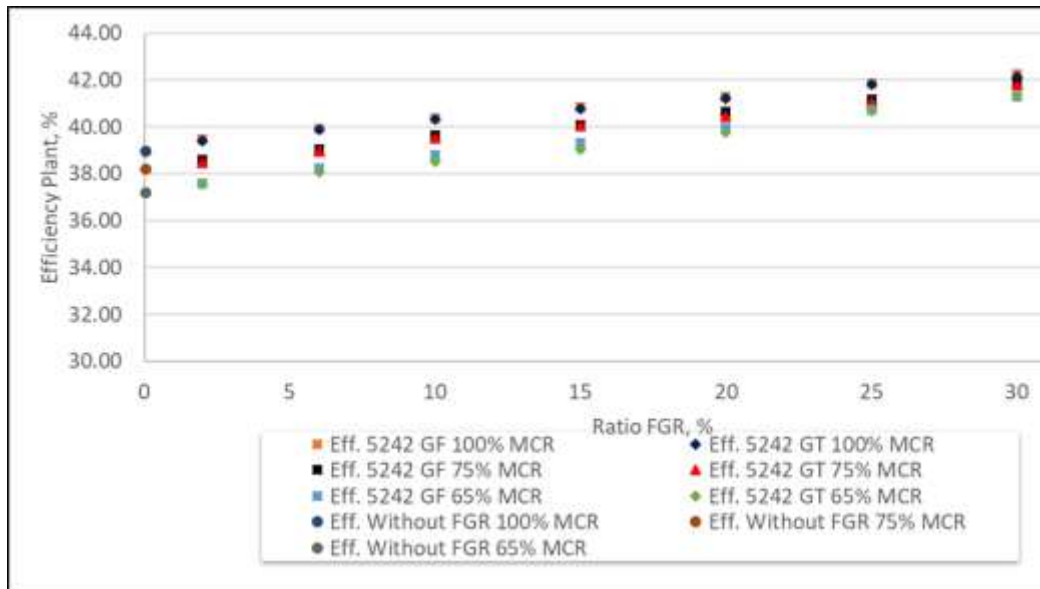
Gambar 4.7 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 75% MCR



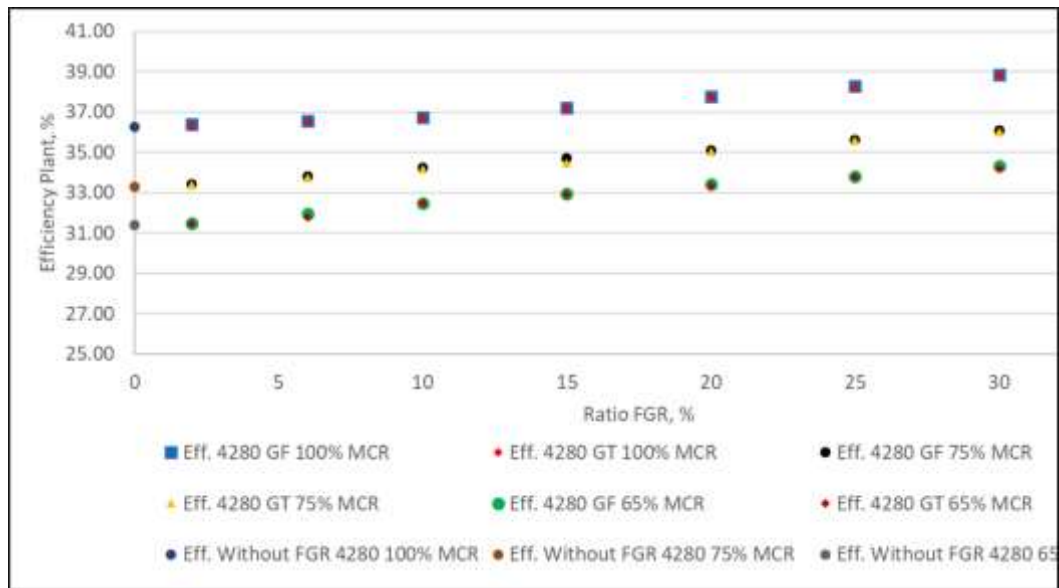
Gambar 4.8 Hasil Simulasi Model 1 4280 kCal/kg Load 65% MCR

4.4.2 Analisis Hasil Pemodelan *Cycle Tempo* Model 2

Pemodelan model 2 dengan menggunakan batubara nilai kalor 5242 kCal/kg dan 4280 kCal/kg pada beberapa variasi beban yaitu 65%, 75% dan 100% MCR dan variasi FGR ratio dari 2 – 30% memberi hasil simulasi berupa kenaikan efisiensi pembangkit seperti terdapat pada Gambar 4.3 dan Gambar 4.4. Pemakaian sendiri (*auxiliary power*) pada pemodelan yang diperoleh dari model 2 ini diperlihatkan pada Gambar 4.5. Hasil simulasi *furnace exit gas temperature* dengan berbagai variasi beban dan ratio FGR disampaikan pada Gambar 4.6, Gambar 4.7, Gambar 4.8 untuk nilai kalori batubara 5242 kCal/kg dan Gambar 4.9, Gambar 4.10, Gambar 4.11 untuk nilai kalori batubara 4280 kCal/kg.

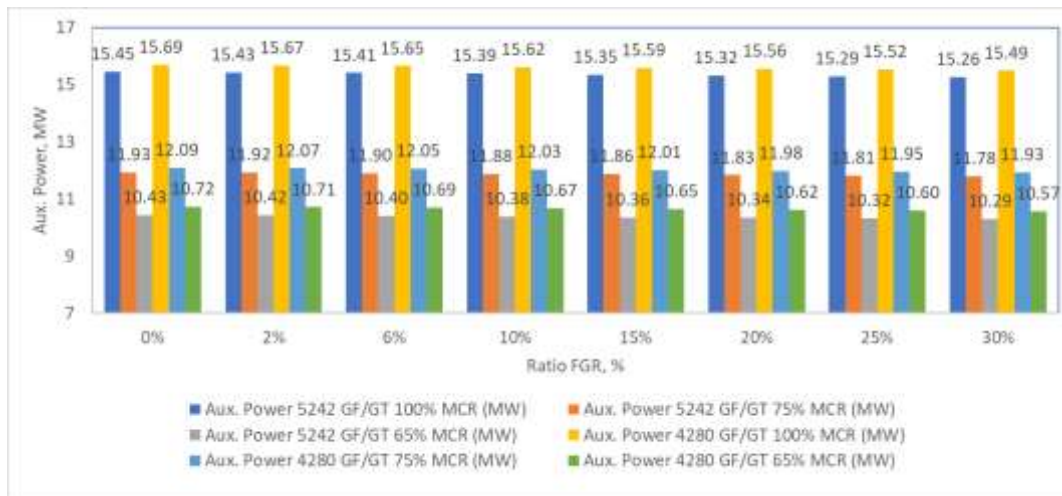


Gambar 4.9 Nilai Efisiensi Simulasi Model 2 (5242) FGR Arah GF atau GT



Gambar 4.10 Nilai Efisiensi Simulasi Model 2 (4280) FGR Arah GF atau GT

- Kenaikan efisiensi yang diperoleh pada hasil simulasi model 2 dengan variasi ratio FGR dari 2 – 30% lebih signifikan meningkat pada beban 75% dan 65% MCR, sedangkan pada beban 100% MCR kenaikan efisiensi lebih landai. Peningkatan efisiensi pada variasi ratio FGR 2 – 20% lebih tinggi jika dibandingkan dengan peningkatan efisiensi pada variasi ratio FGR 20 – 30%. Hal ini dikarenakan adanya perbedaan pada jumlah pemakaian sendiri untuk menggerakkan *Gas Recirculation Fan*.
- Pemakaian sendiri (*Auxiliary Power*) dari hasil simulasi mengalami sedikit penurunan seiring dengan peningkatan variasi rasio FGR (Gambar 4.5). Hal ini dikarenakan terjadi penurunan pemakaian *power* pada *induced draft fan* akibat penceratan *flue gas* kembali ke boiler.

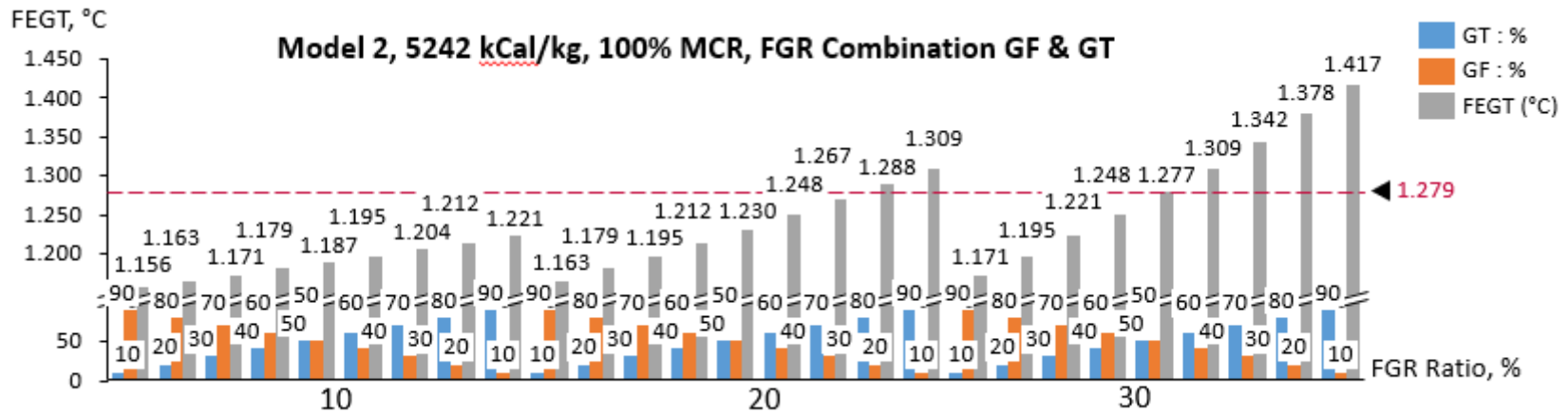


Gambar 4.11 Hasil Simulasi *Aux. Power* Model 2 100%, 75% dan 65% MCR

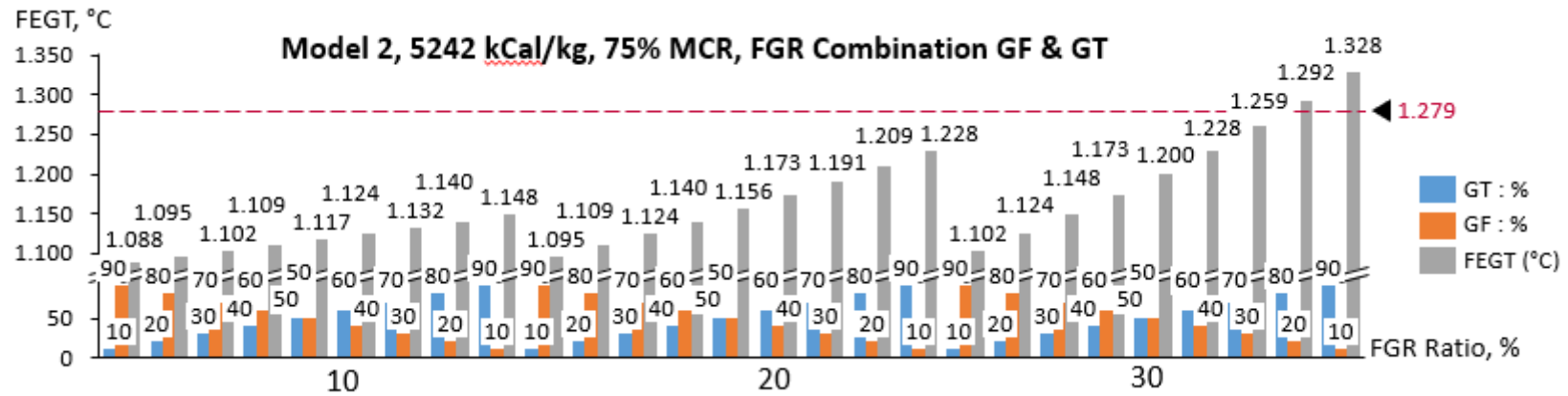
- Hasil simulasi pada model 2 (5242 dan 4280 kCal/kg) dengan variasi FGR kombinasi menuju ke GF dan GT, didapatkan adanya potensi *overheating* pada FEGT dan terbentuknya *slagging* karena sudah melampaui *temperature initial fusion of ash* 1279 °C untuk batubara 5242 kCal/kg dan 1180 °C untuk batubara 4280 kCal/kg.
- Risiko tersebut terjadi pada pengoperasian FGR dengan beban pembangkit 100% MCR dan ratio FGR 20 - 30% dengan arah dominan FGR menuju ke GT. Risiko *overheating* dan *slagging* menurun pada beban unit 65% dan 75% MCR, namun tetap dapat terjadi pada variasi FGR 30% dengan arah FGR dominan menuju ke GT.
- Dari hasil simulasi model 2 dapat diperoleh titik aman pengoperasian FGR pada variasi batubara 5242 dan 4280 kCal/kg untuk mendapatkan hasil efisiensi optimum dengan risiko *overheating* dan *slagging* minimum sesuai dengan kondisi beban pembangkit.
- Pengoperasian dengan batubara 5242 kCal/kg beban 100% MCR pengoperasian FGR rasio 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 60/40% diperoleh efisiensi 42,26%. Beban 75% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% diperoleh efisiensi 41,86%. Beban 65% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan

kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% diperoleh efisiensi sebesar 41,31%.

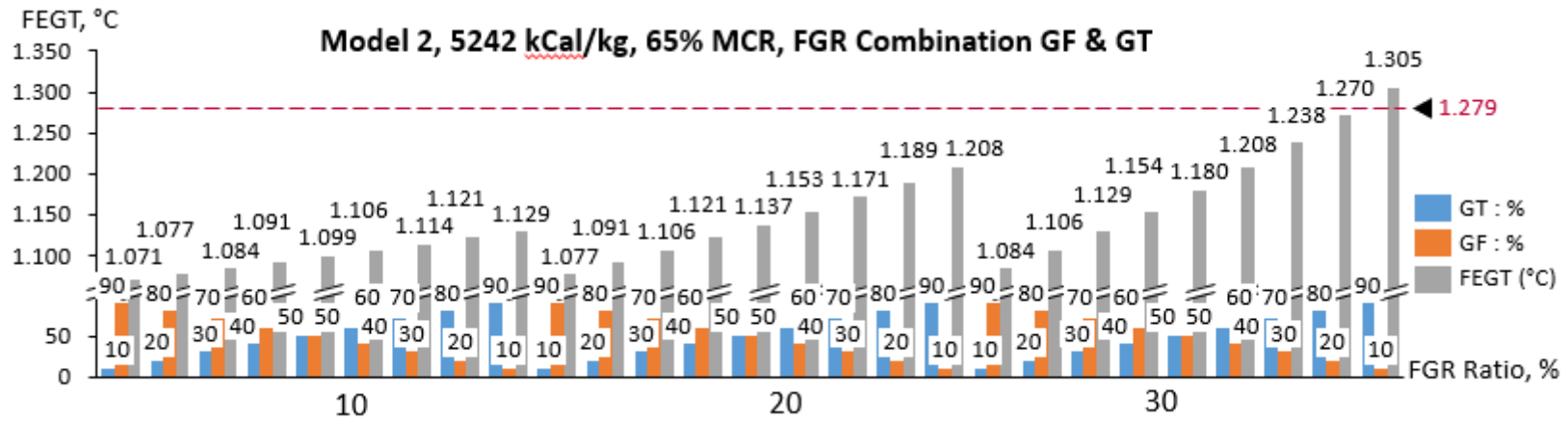
- Pengoperasian dengan batubara 4280 kCal/kg pada beban 100% MCR pengoperasian FGR rasio 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 80/20% diperoleh efisiensi 38,83%. Beban 75% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 50/50% diperoleh efisiensi 36,10%. Beban 65% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% diperoleh efisiensi 34,32%.



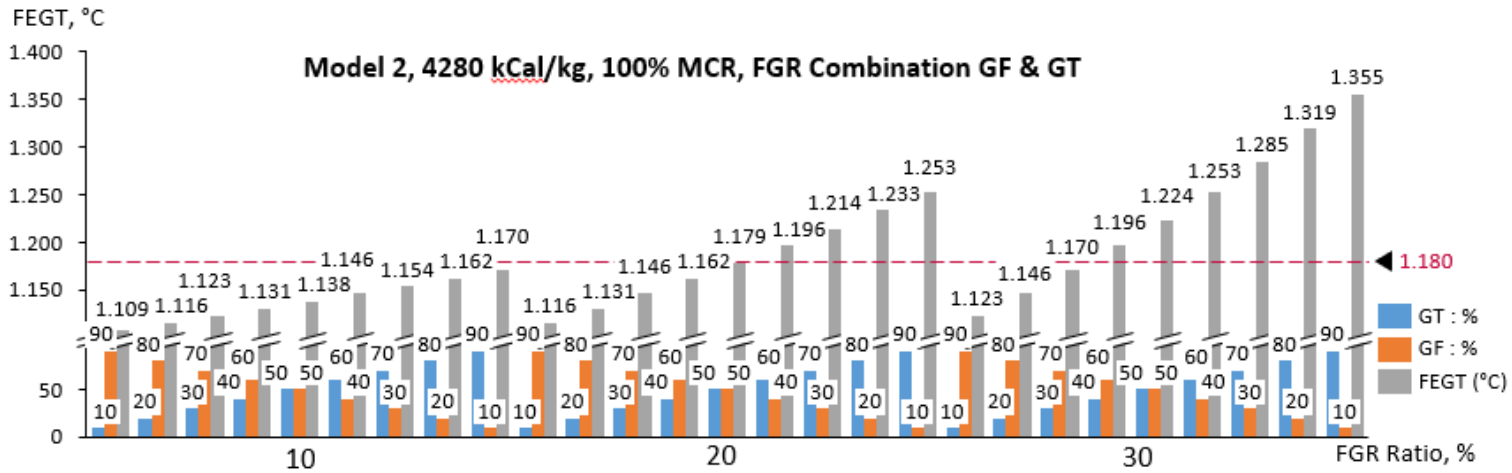
Gambar 4.12 Hasil Simulasi Model 2 (5242) 100% MCR Arah GF dan GT



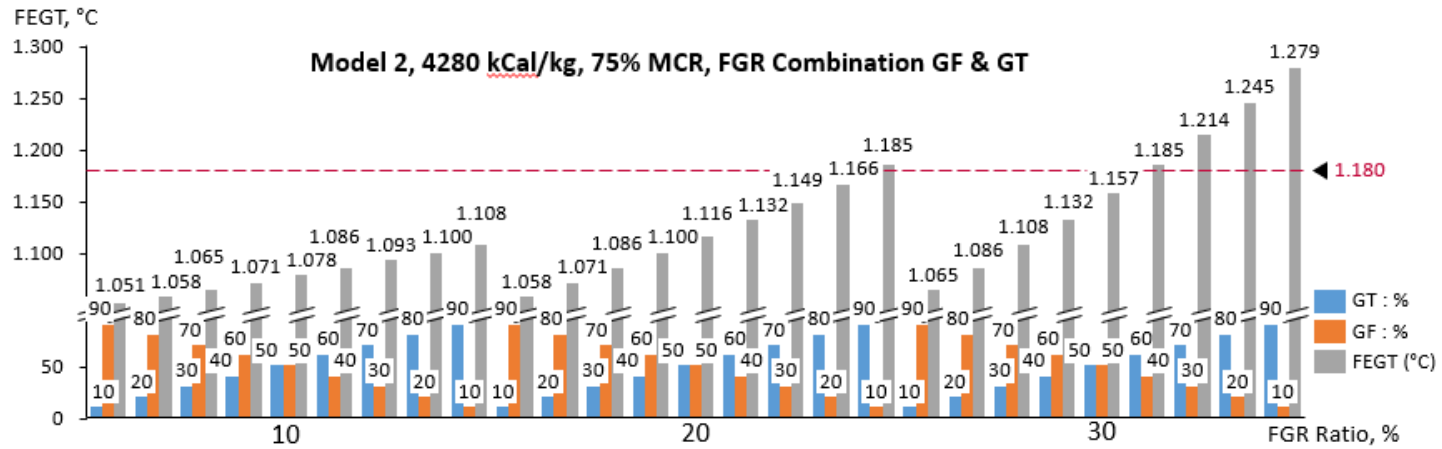
Gambar 4.13 Hasil Simulasi Model 2 (5242) 75% MCR Arah GF dan GT



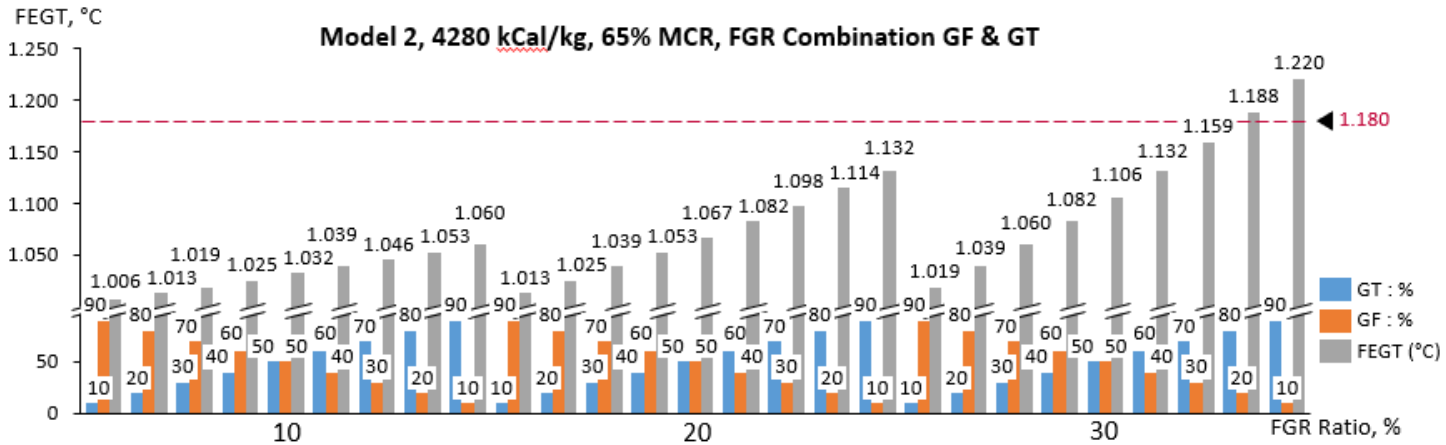
Gambar 4.14 Hasil Simulasi Model 2 (5242 kCal/kg) 65% MCR Arah ke GF dan GT



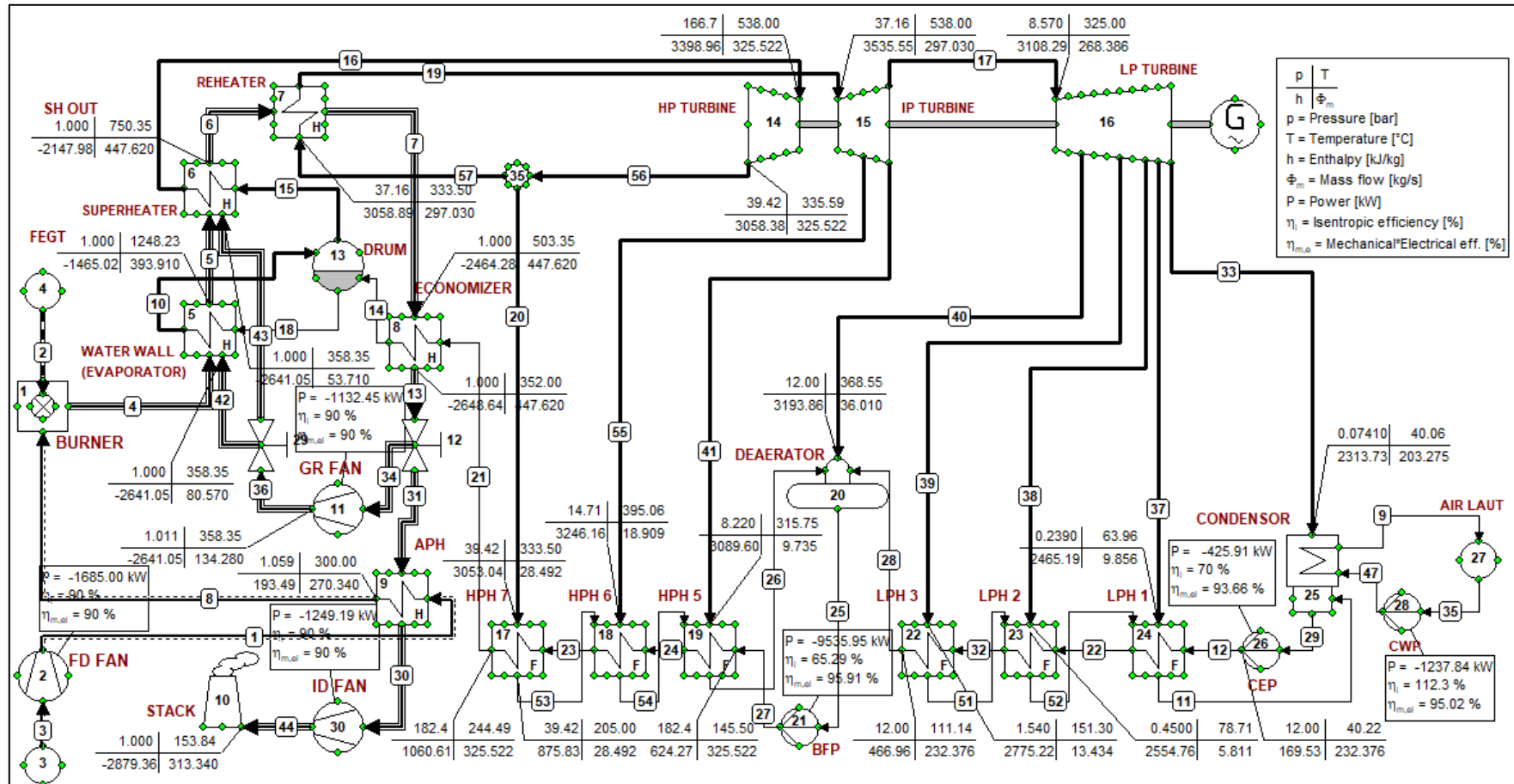
Gambar 4.15 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 100% MCR Arah ke GF dan GT



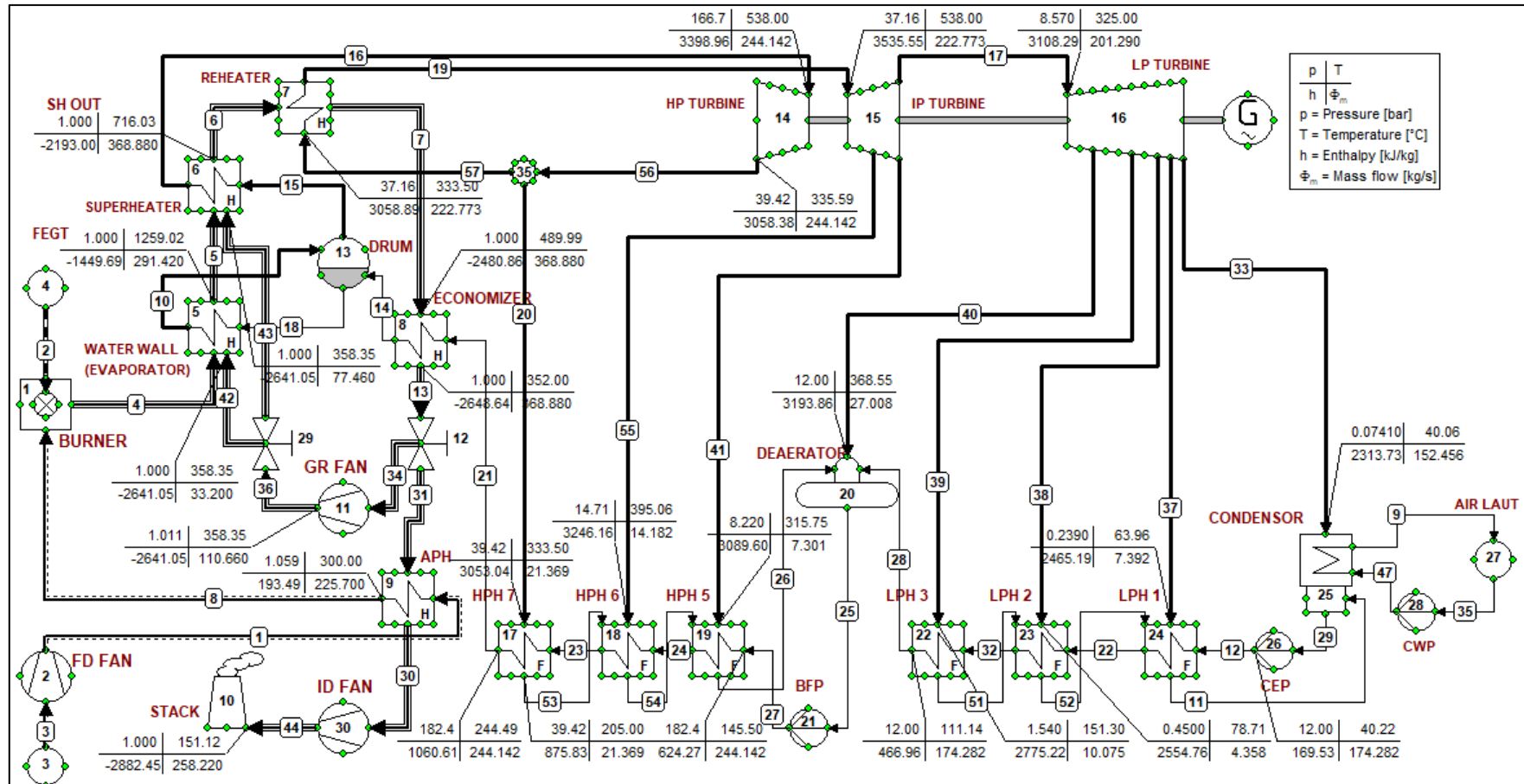
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 75% MCR Arah ke GF dan GT



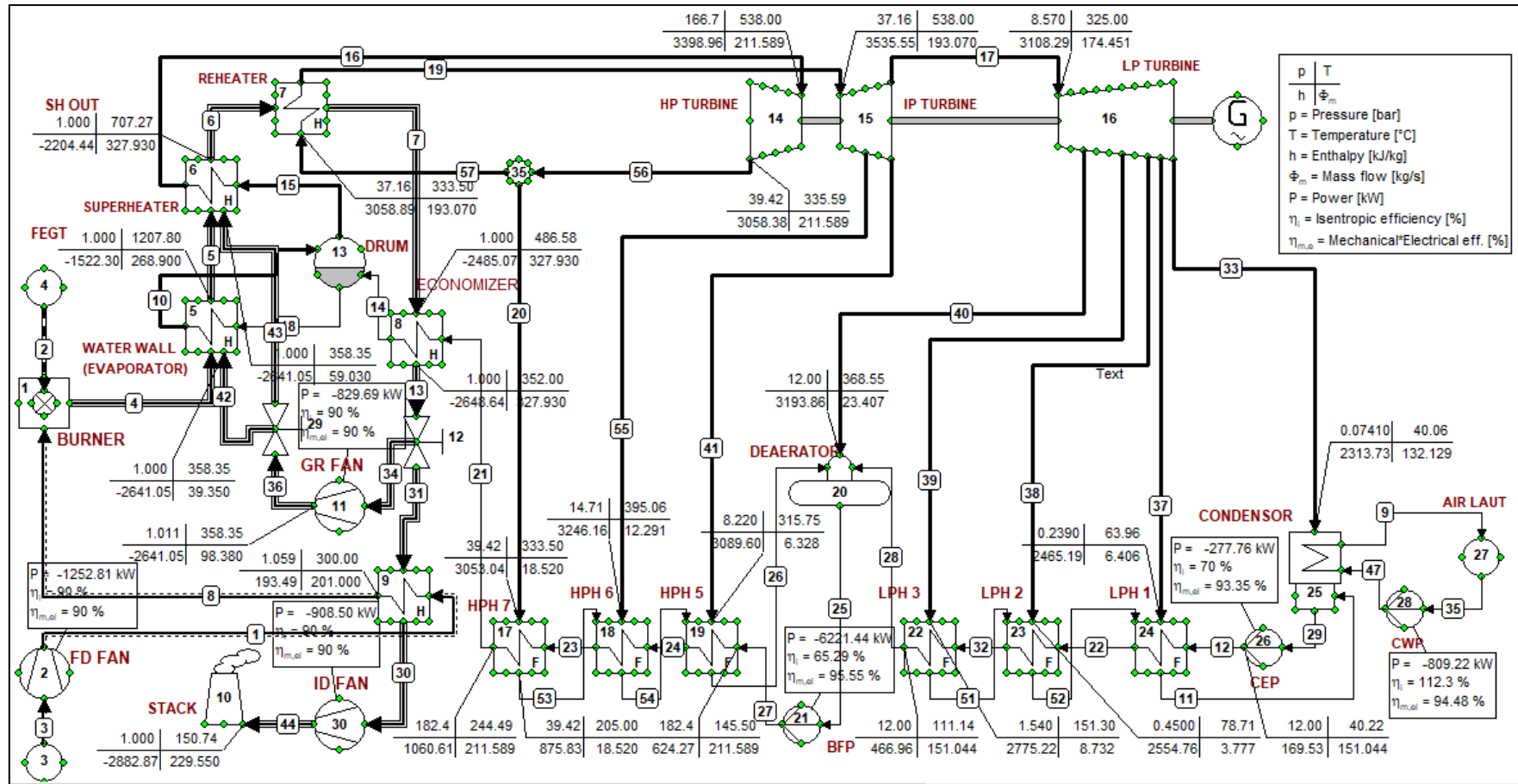
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Model 2 (4280 kCal/kg) 65% MCR Arah ke GF dan GT



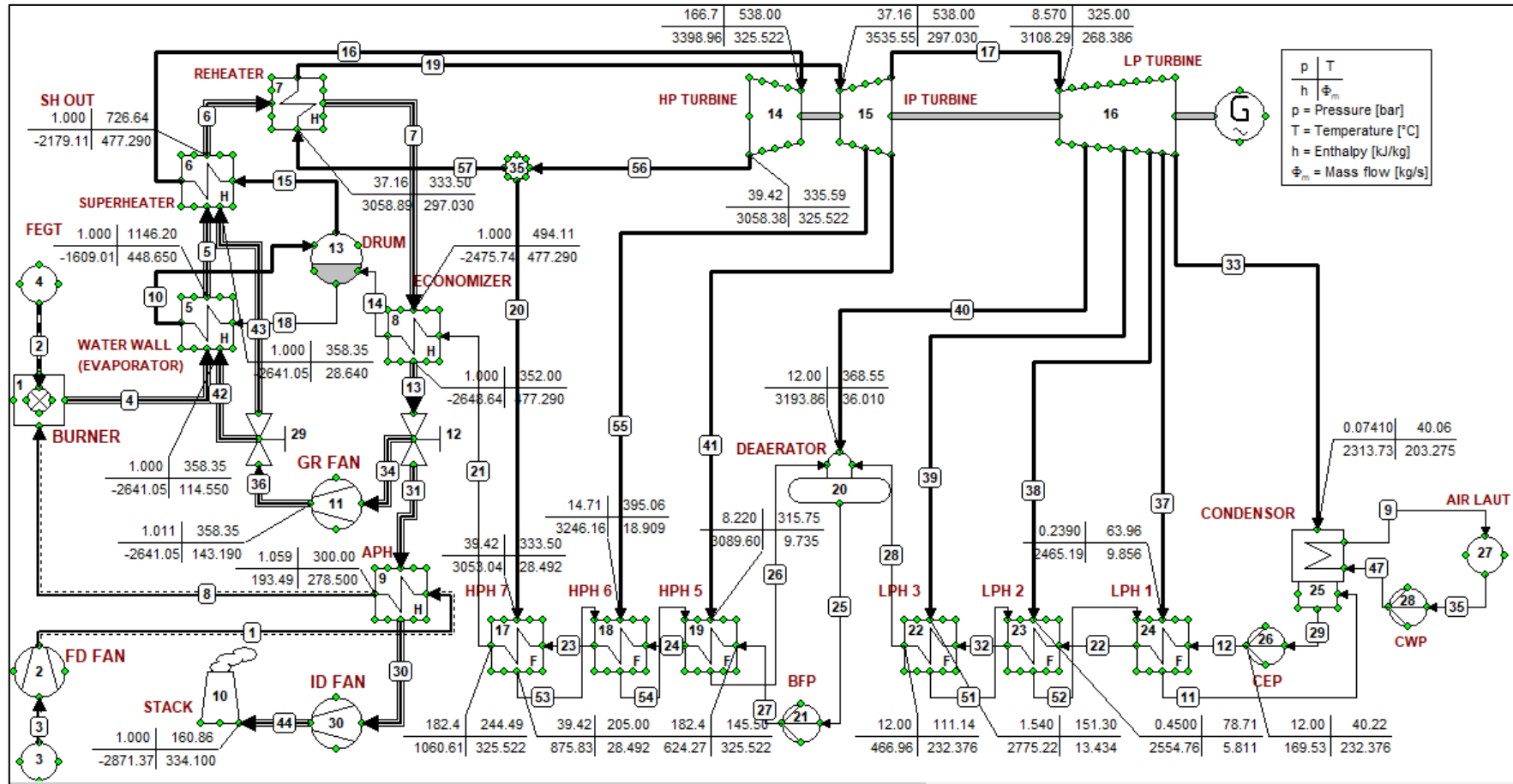
Gambar 4.18 Hasil Simulasi Model 2 100% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 60/40%



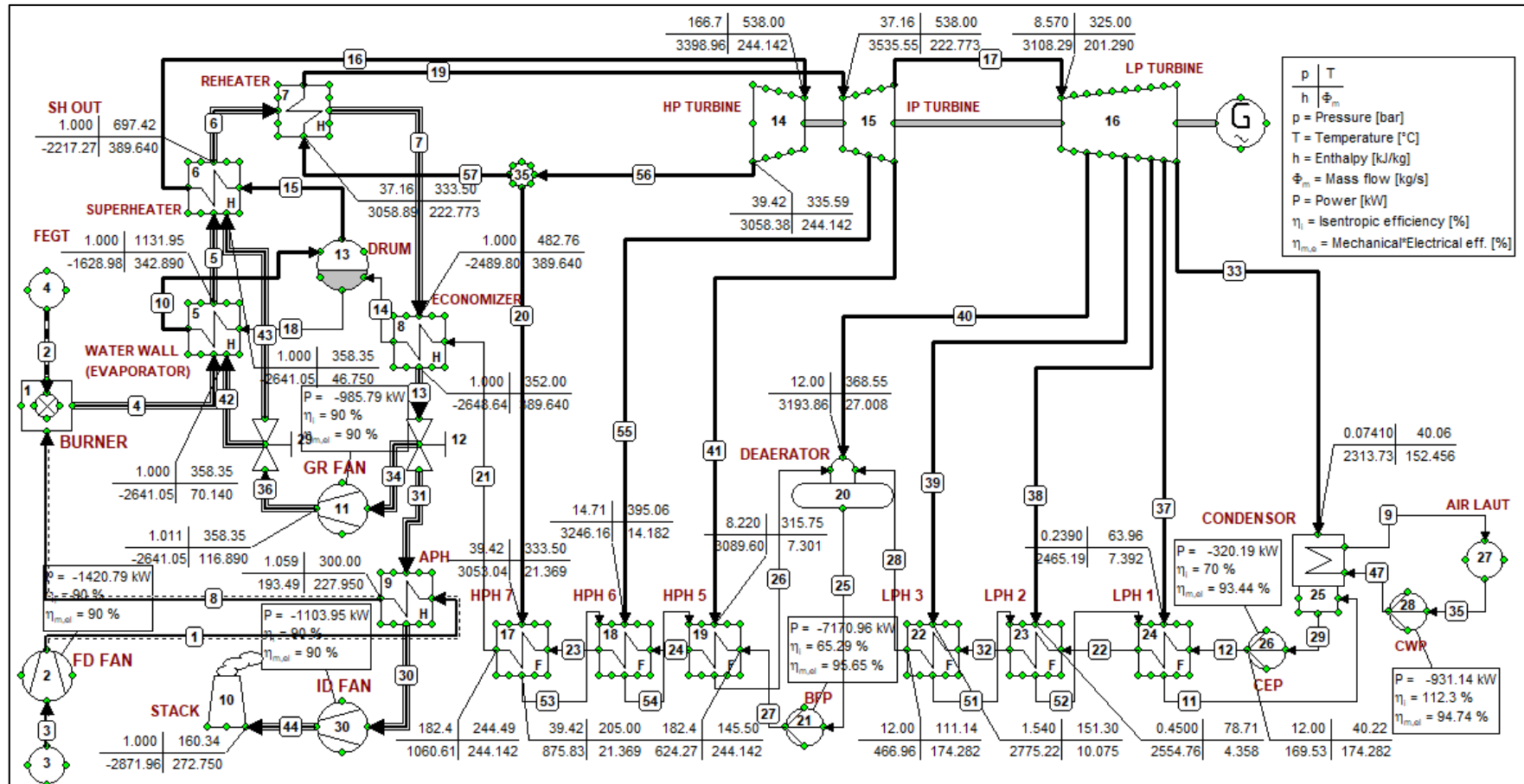
Gambar 4.19 Hasil Simulasi Model 2 75% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 30/70%



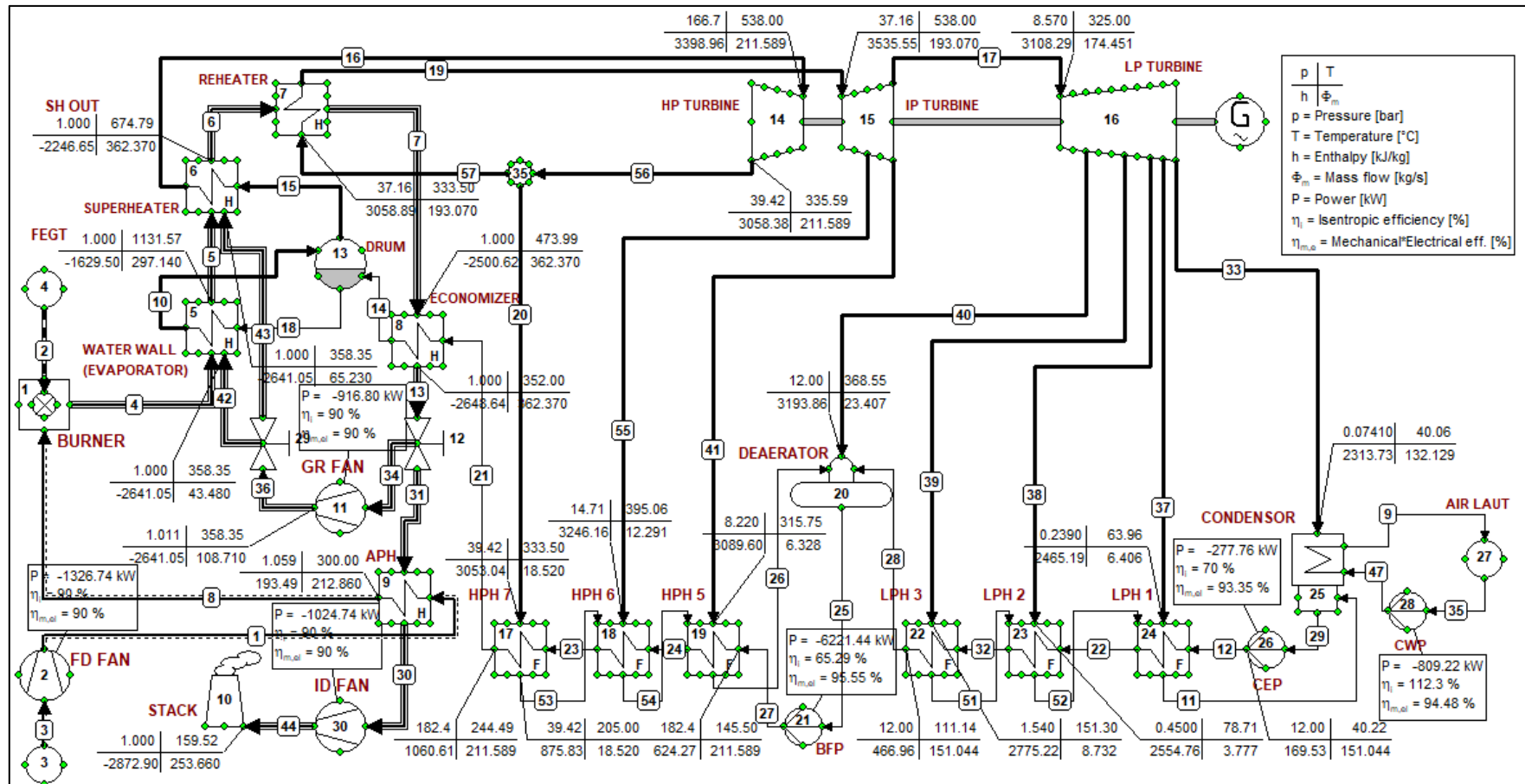
Gambar 4.20 Hasil Simulasi Model 2 65% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 40/60%



Gambar 4.21 Hasil Simulasi Model 2 100% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 80/20%



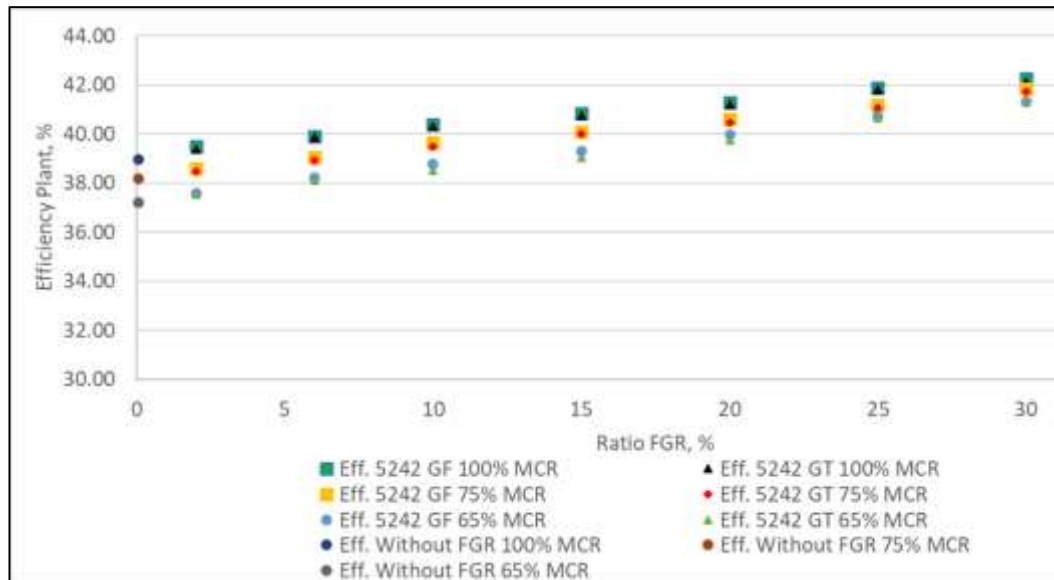
Gambar 4.22 Hasil Simulasi Model 2 75% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 60/40%



Gambar 4.23 Hasil Simulasi Model 2 65% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 40/60%

4.4.3 Analisis Hasil Pemodelan *Cycle Tempo* Model 3

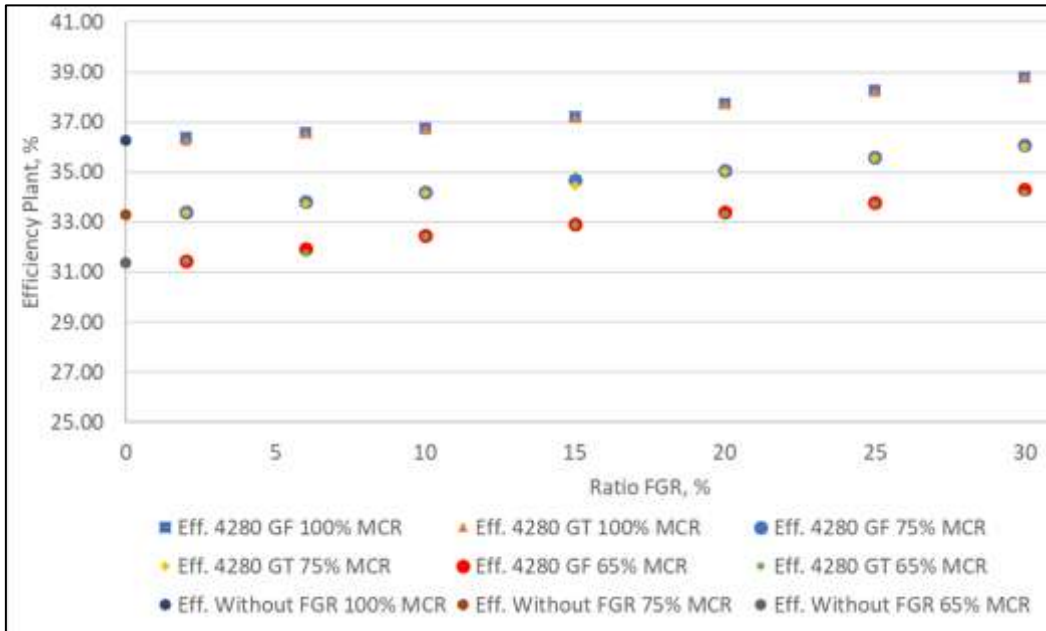
Pada pemodelan model 3 dengan menggunakan batubara nilai kalor 5242 kCal/kg dan 4280 kCal/kg pada beberapa variasi beban yaitu 65%, 75% dan 100% MCR dan variasi FGR ratio dari 2 – 30% diperoleh hasil simulasi berupa kenaikan efisiensi pembangkit seperti terdapat pada Gambar 4.12 dan Gambar 4.13. Pemakaian sendiri (*auxiliary power*) pada pemodelan yang diperoleh pada model 3 ini diperlihatkan pada Gambar 4.14. Hasil simulasi *furnace exit gas temperature* pada model 3 ini dengan berbagai variasi beban dan ratio FGR disampaikan pada Gambar 4.15, Gambar 4.16, Gambar 4.17 untuk nilai kalori batubara 5242 kCal/kg dan Gambar 4.18, Gambar 4.19, Gambar 4.20 untuk nilai kalori batubara 4280 kCal/kg.



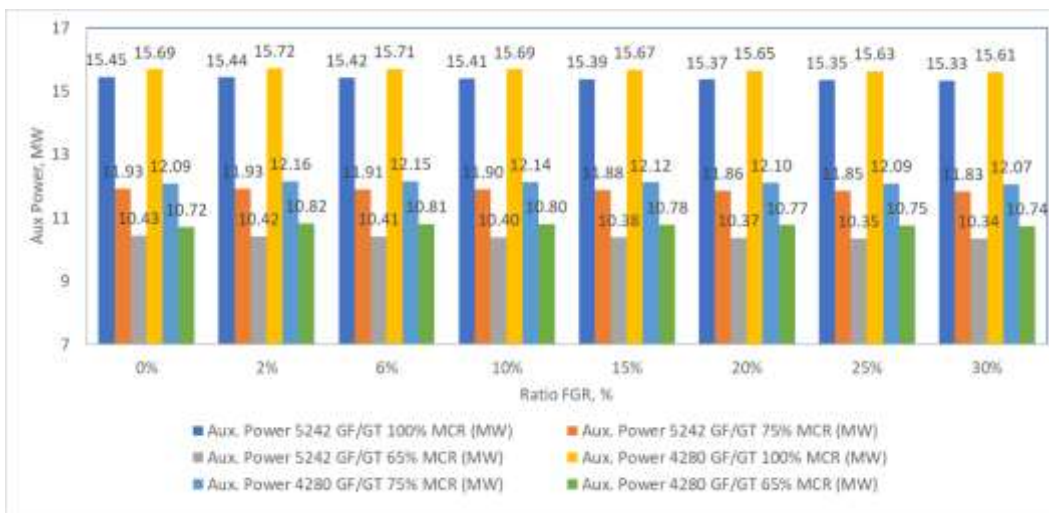
Gambar 4.24 Nilai Efisiensi Simulasi Model 3 (5242) FGR Arah GF atau GT

- Seperti pada hasil simulasi model 2, kenaikan efisiensi yang diperoleh pada hasil simulasi model 3 dengan variasi ratio FGR 2 – 30% lebih signifikan meningkat pada beban 75% dan 65% MCR, sedangkan pada beban 100% MCR kenaikan efisiensi lebih landai. Peningkatan efisiensi pada variasi ratio FGR 2 – 20% lebih tinggi jika dibandingkan dengan peningkatan efisiensi pada variasi ratio FGR 20 – 30%. Hal ini dikarenakan perbedaan pemakaian sendiri untuk mengoperasikan *gas recirculation fan*.

- Pemakaian sendiri (*Auxiliary Power*) dari hasil simulasi mengalami sedikit penurunan seiring dengan ditingkatnya variasi rasio FGR (Gambar 4.14). Hal ini dikarenakan terjadi penurunan pemakaian *power* pada *induced draft fan* akibat penceratan *flue gas* kembali ke *boiler*. Pada beban variasi FGR yang sama pemakaian sendiri GR Fan pada model 3 lebih tinggi dibandingkan dengan model 2.



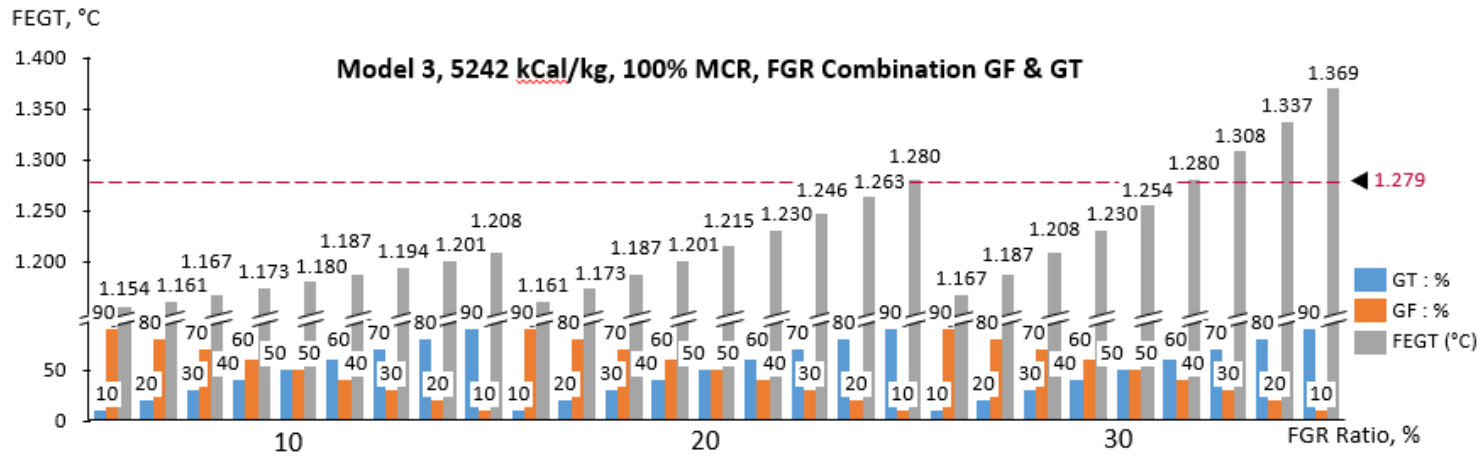
Gambar 4.25 Nilai Efisiensi Simulasi Model 3 (4280) FGR Arah GF atau GT



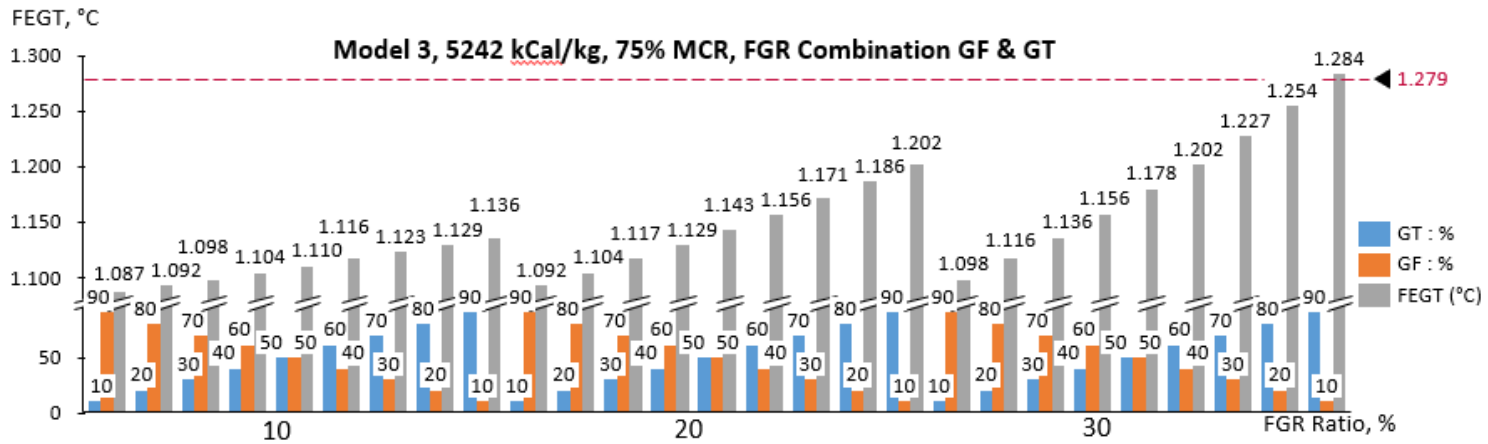
Gambar 4.26 Aux. Power Model 3 100%, 75% dan 65% MCR (5242 dan 4280 kCal/kg)

- Hasil simulasi pada model 3 (5242 dan 4280 kCal/kg) dengan variasi FGR kombinasi menuju ke GF dan GT, diperoleh potensi *overheating* pada FEGT dan terbentuknya *slagging* dominan pada batubara 4280 kCal/kg. Batubara dengan nilai kalor 5242 kCal/kg mempunyai risiko *overheating* dan *slagging* yang lebih rendah. Berbeda pada hasil model 2 dimana batubara 5242 kCal/kg memiliki potensi *overheating* yang lebih tinggi dibandingkan dengan menggunakan batubara 4280 kCal/kg. Hal ini dikarenakan temperatur flue gas yang dicerat pada model 3 lebih tinggi daripada model 2.
- Risiko *overheating* dan *slagging* dengan menggunakan batubara 5242 kCal/kg terjadi pada beban 100% MCR ratio FGR 20% dengan arah kombinasi aliran GF/GT sebesar 10/90%. Risiko yang relatif sama juga terjadi pada operasi dengan rasio FGR 30% disertai arah aliran GF/GT 40/60%, 30/70%, 20/80%, 10/90%. Operasi pada sembarang beban selain dari beban 100% MCR relative aman dari *overheating* dan *slagging*.
- Pada penggunaan batubara LRC 4280 kCal/kg potensi risiko *overheating* dan *slagging* terjadi pada semua variasi beban dengan ratio FGR 20 – 30% dengan arah aliran dominan menuju ke GT.
- Pada pengoperasian dengan batubara 5242 kCal/kg pada beban 100% MCR pengoperasian optimum FGR pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 60/40% diperoleh efisiensi 42,26%. Beban 75% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah GF/GT 20/80% diperoleh efisiensi 41,86%. Beban 65% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah GF/GT 10/90% diperoleh efisiensi 41,31%.
- Pada pengoperasian dengan batubara 4280 kCal/kg pada beban 100% MCR pengoperasian optimum FGR pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah GF/GT 80/20% diperoleh efisiensi 38,81%. Beban 75% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan kombinasi arah GF/GT sebesar 70/30% diperoleh efisiensi 36,08%. Beban 65% MCR optimum pada rasio FGR 30% dengan arah GF/GT 50/50% diperoleh efisiensi 34,3%.

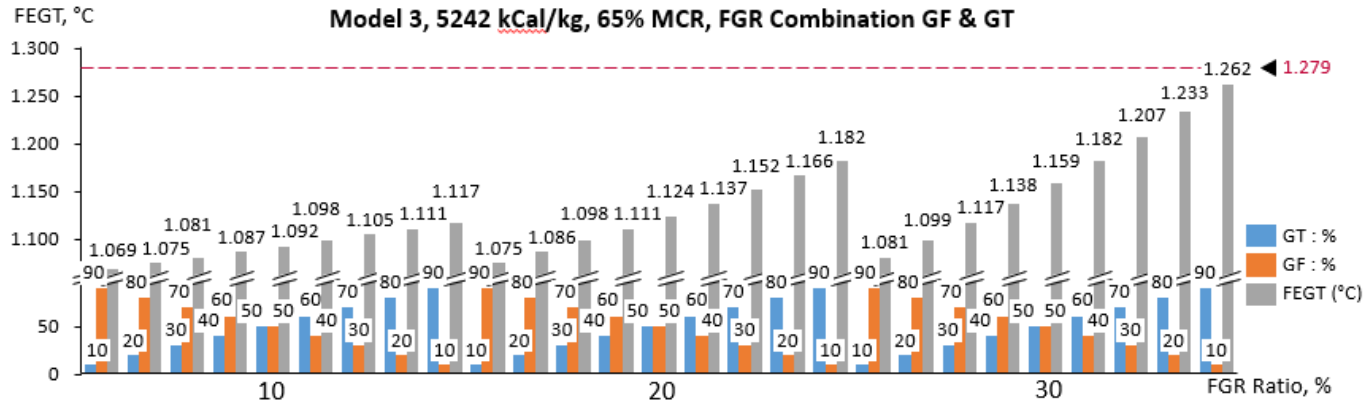
- Pada saat ini untuk mewujudkan aliran FGR yang dicerat dari *reheater outlet* seperti kasus 3 belum dapat dilaksanakan di PLTU Suralaya. Hal ini dikarenakan desain *temperature* operasi GR Fan adalah 352 °C. Selain itu diperlukan penambahan *dampers flue gas* pada sisi *reheater outlet*.



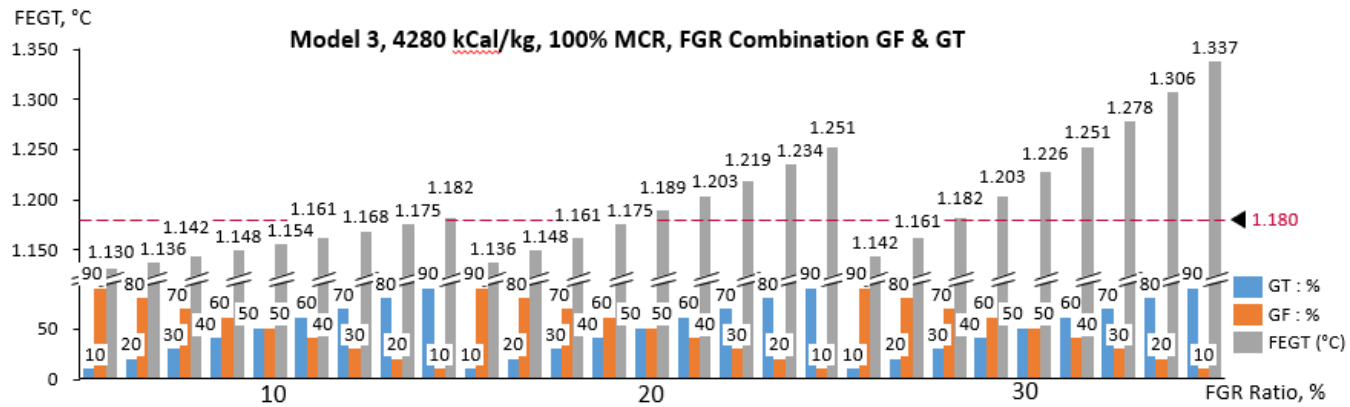
Gambar 4.27 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 100% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



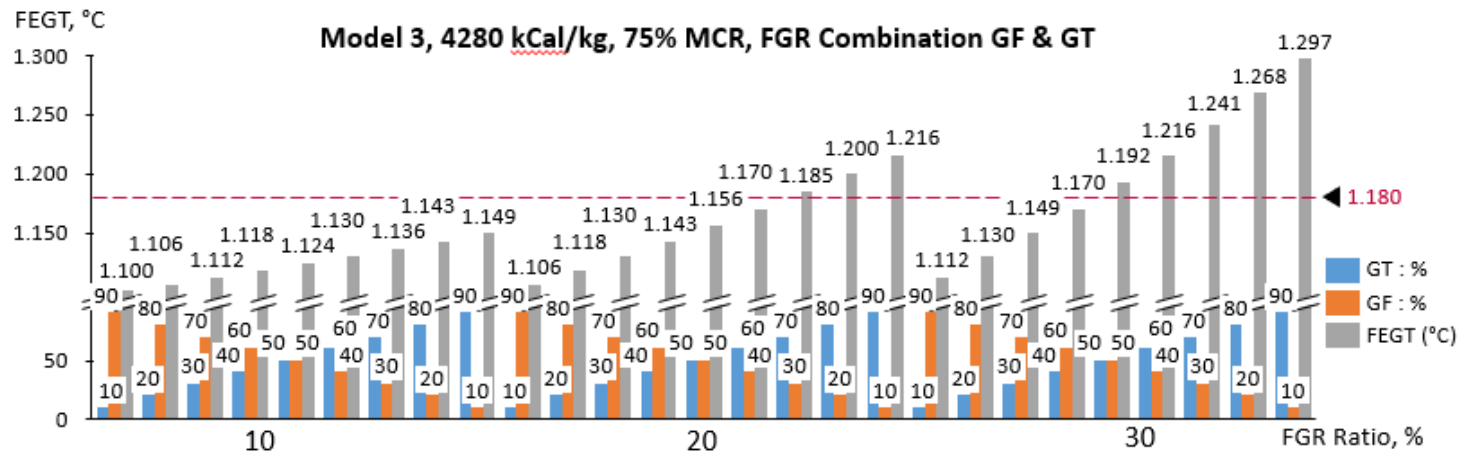
Gambar 4.28 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 75% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



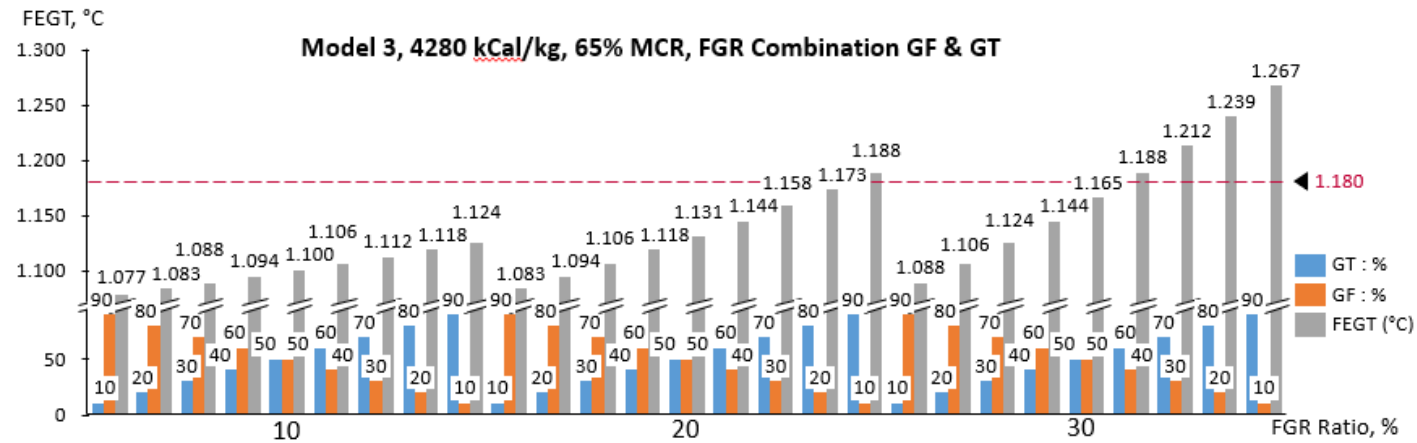
Gambar 4.29 Hasil Simulasi Model 3 (5242 kCal/kg) 65% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



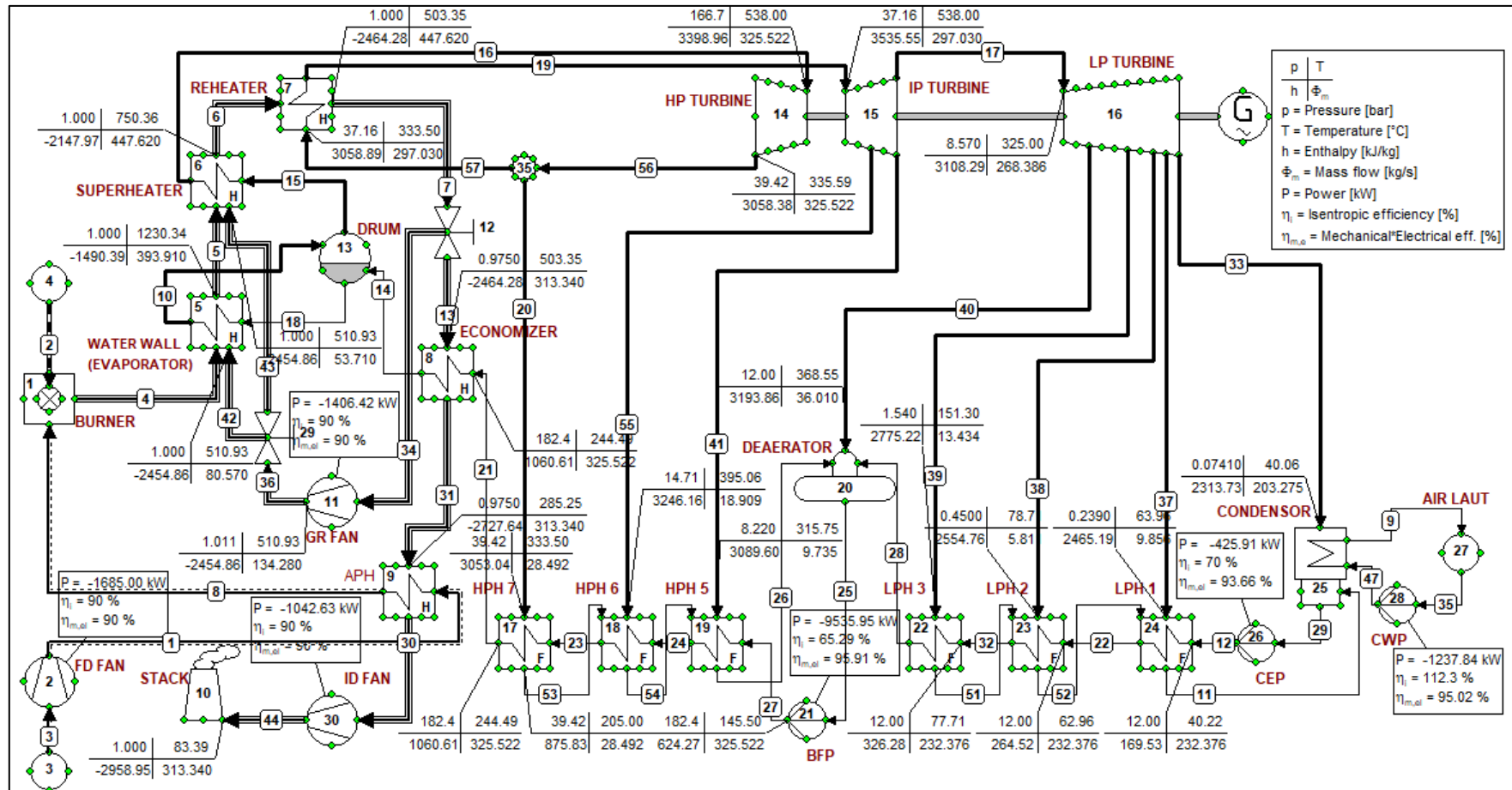
Gambar 4.30 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 100% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



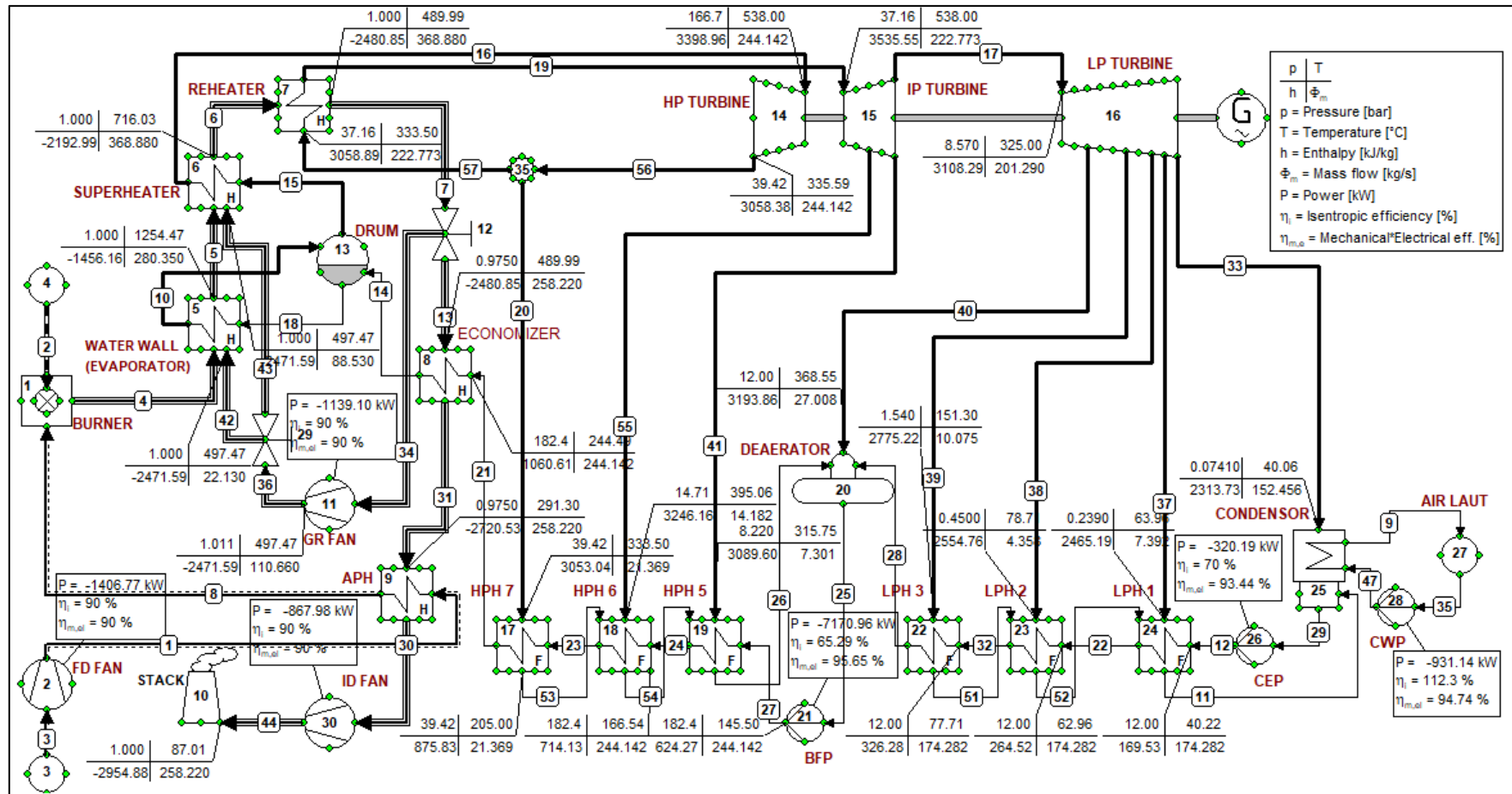
Gambar 4.31 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 75% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



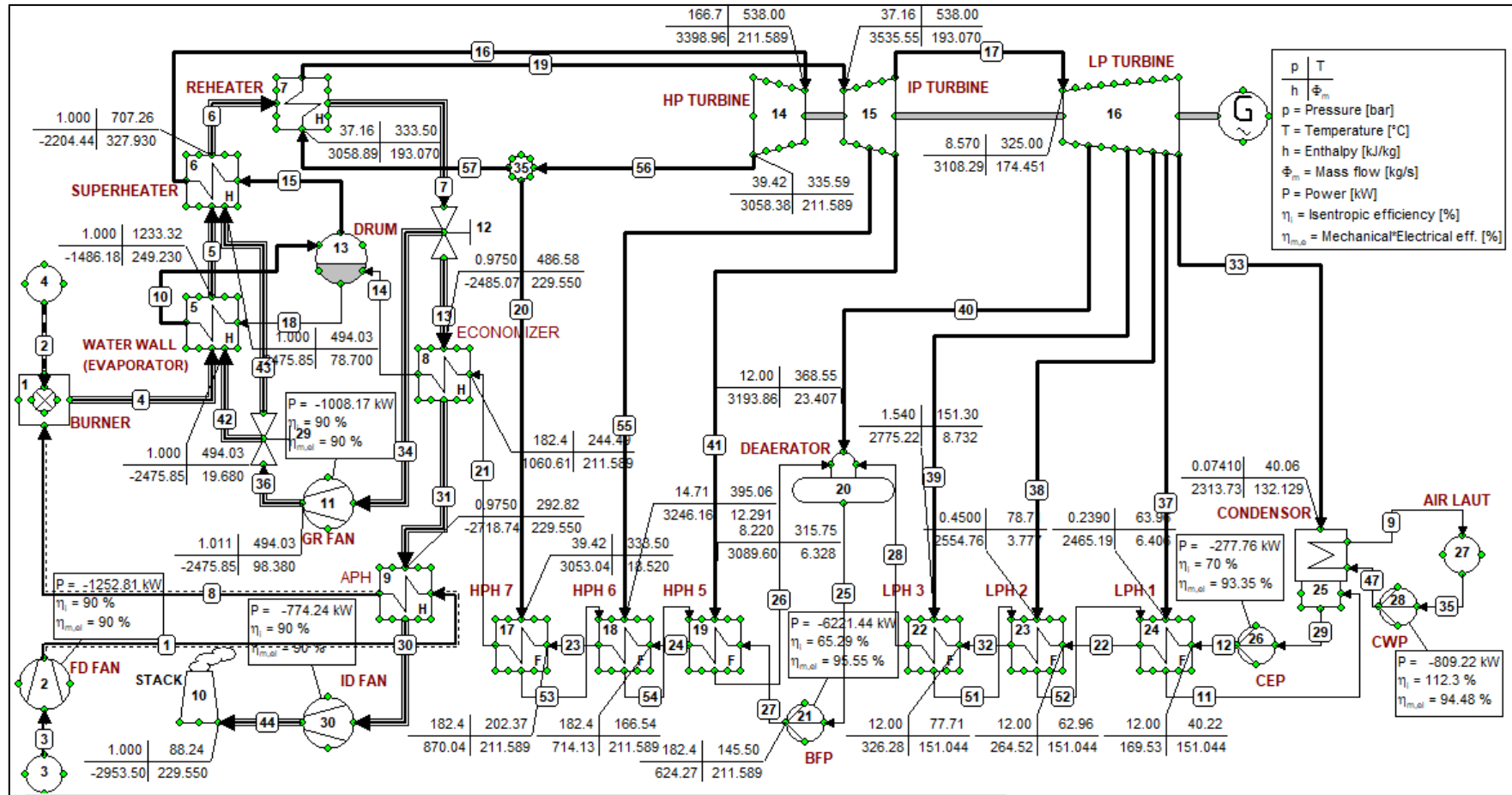
Gambar 4.32 Hasil Simulasi Model 3 (4280 kCal/kg) 65% MCR FGR Diarahkan ke *Damper* GF dan *Damper* GT



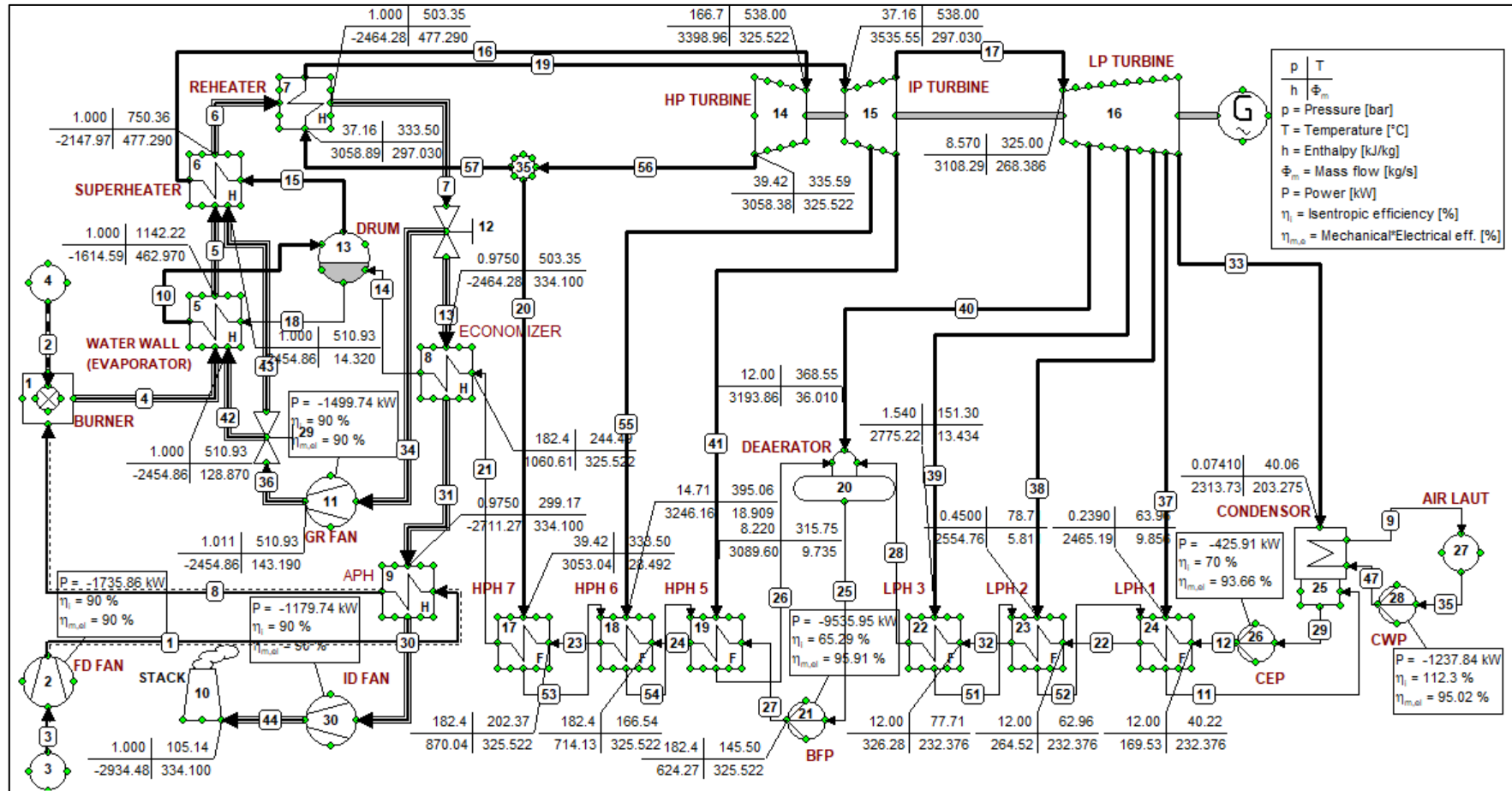
Gambar 4.33 Hasil Simulasi Model 3 100% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 60/40%



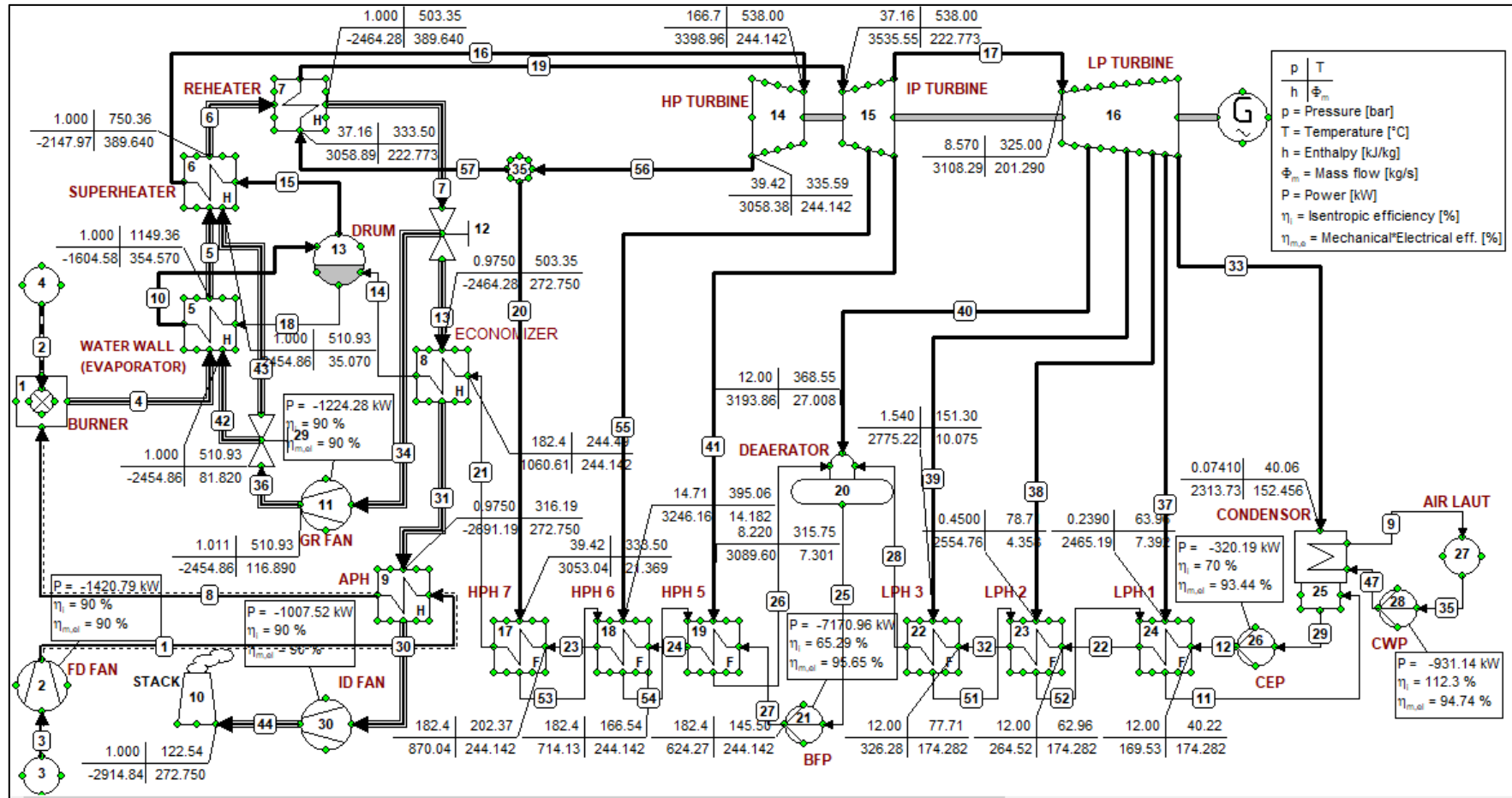
Gambar 4.34 Hasil Simulasi Model 3 75% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 20/80%



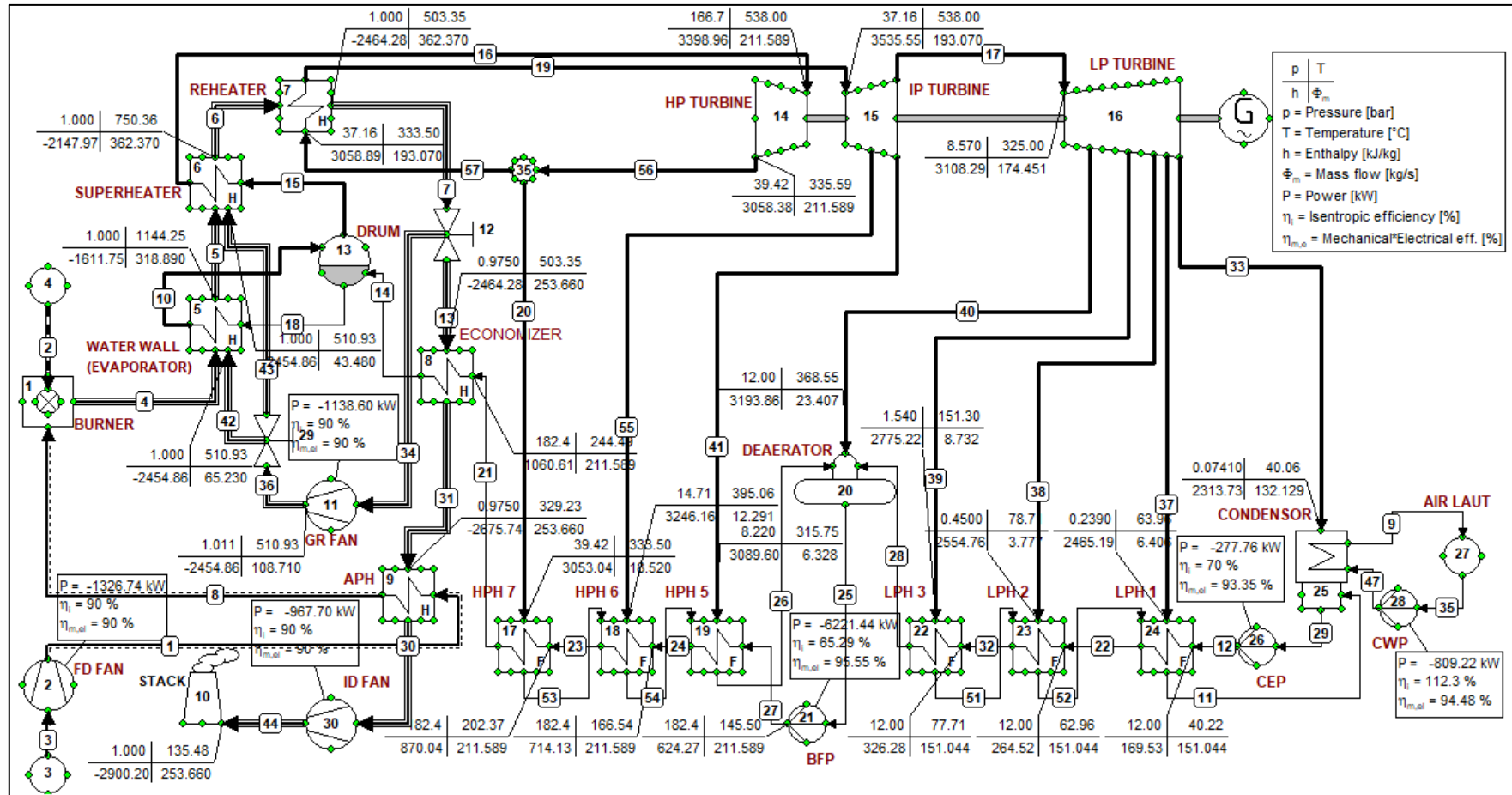
Gambar 4.35 Hasil Simulasi Model 3 65% MCR 5242 FGR 30% GF/GT 20/80%



Gambar 4.36 Hasil Simulasi Model 3 100% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 90/10%



Gambar 4.37 Hasil Simulasi Model 3 75% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 70/30%



Gambar 4.38 Hasil Simulasi Model 3 65% MCR 4280 FGR 30% GF/GT 60/40%

4.4.4 Analisis Perbandingan Hasil Simulasi Model 2 Dan Model 3

Perbandingan hasil simulasi model 2 dan model 3 disajikan dalam sejumlah tabel dan grafik dibawah. Berikut beberapa hal yang menjadi perhatian dalam perbandingan tersebut:

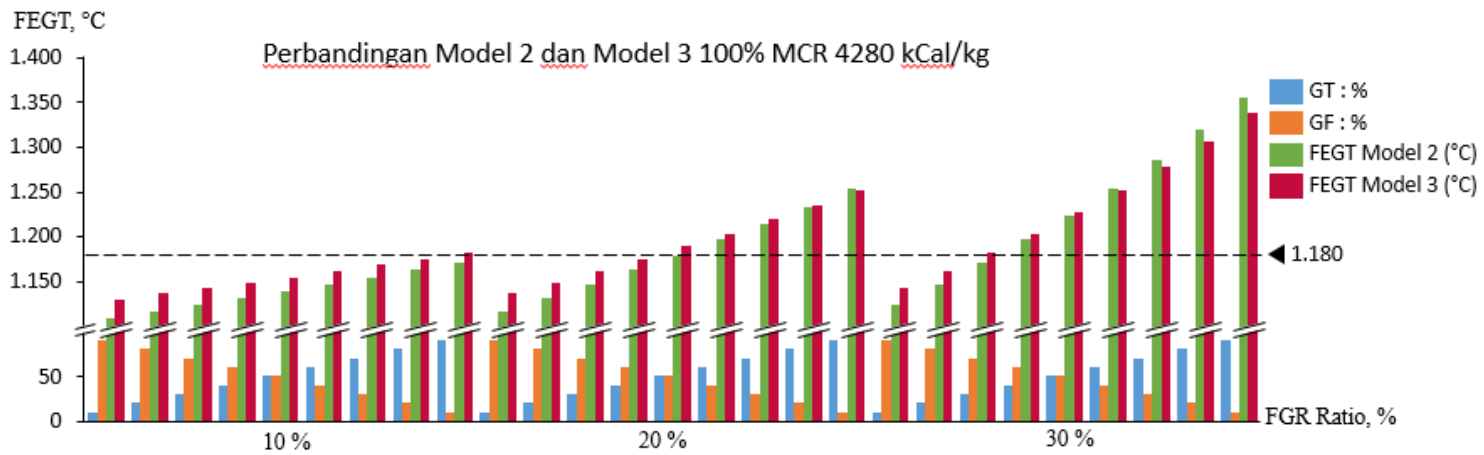
- Pemakaian sendiri pada model 3 lebih tinggi daripada model 2, hal ini dikarenakan GR Fan memiliki beban lebih tinggi saat beroperasi pada temperatur yang lebih tinggi (Tabel 4.6 dan Tabel 5.7).
- Perbedaan efisiensi antara model 2 dan model 3 sangat kecil, ini menandakan temperatur flue gas yang lebih tinggi dicerat dari reheater outlet (model 3) tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap efisiensi. Hal ini salah satunya dikarenakan pemakaian sendiri GR Fan lebih tinggi.
- Penceratan flue gas dari reheater outlet akan mengakibatkan mass flow flue gas melewati economizer akan berkurang sehingga mengurangi performa economizer.
- Penceratan flue gas dari economizer outlet tidak menyebabkan berkurangnya mass flow flue gas yang melewati economizer, sehingga sistem utama boiler tidak terganggu.
- Hasil simulasi model 3 pada LRC menunjukkan nilai FEGT lebih tinggi dibandingkan dari model 2, terutama arah aliran kombinasi lebih besar ke arah GT. Sehingga model 2 lebih rendah risiko slagging saat menggunakan bahan bakar low rank coal 4280 kCal/kg dibandingkan dengan model 3 (Gambar 4.39 dan Gambar 4.40).

Tabel 4.6 Perbandingan Hasil Optimum Simulasi MRC

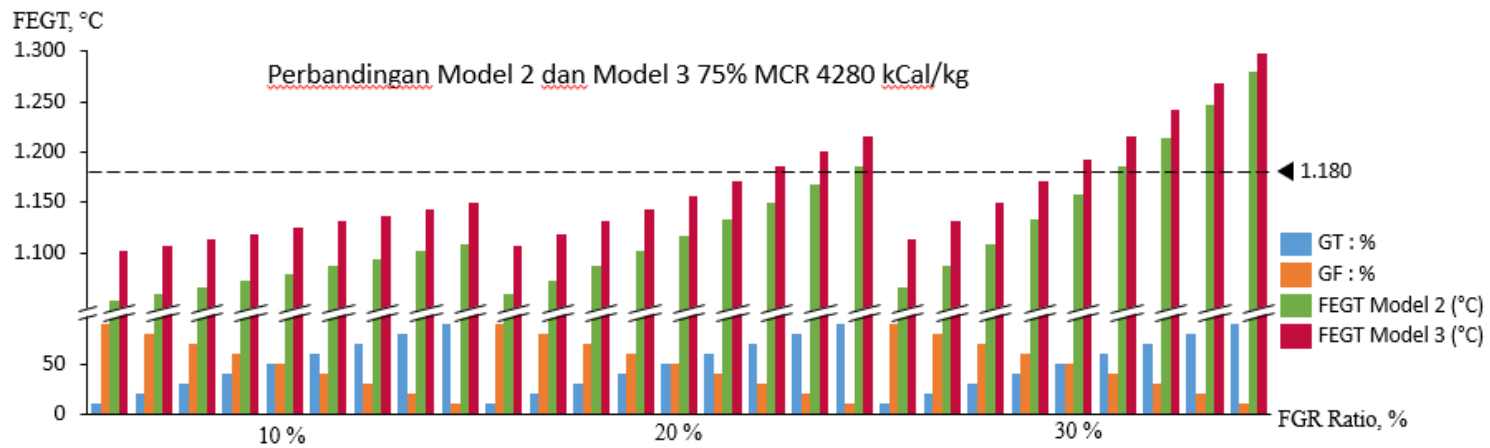
Perbandingan Hasil Optimum Simulasi MRC Model 1, Model 2 dan Model 3									
Parameter	Model 1 (5242 kCal/kg)			Model 2 (5242 kCal/kg)			Model 3 (5242 kCal/kg)		
Load, MCR	65%	75%	100%	65%	75%	100%	65%	75%	100%
FGR Ratio, %	0	0	0	30	30	30	30	30	30
Variasi GT, %	0	0	0	70	70	40	90	80	40
Variasi GF, %	0	0	0	30	30	60	10	20	60
FEGT, °C	1064	1081	1148	1238	1259	1248	1262	1254	1230
Efisiensi, %	37.2	38.19	38.97	41.31	41.86	42.26	41.31	41.86	42.26
Aux. Power, MW	10.43	11.93	15.45	10.29	11.78	15.26	10.34	11.83	15.33

Tabel 4.7 Perbandingan Hasil Optimum Simulasi LRC

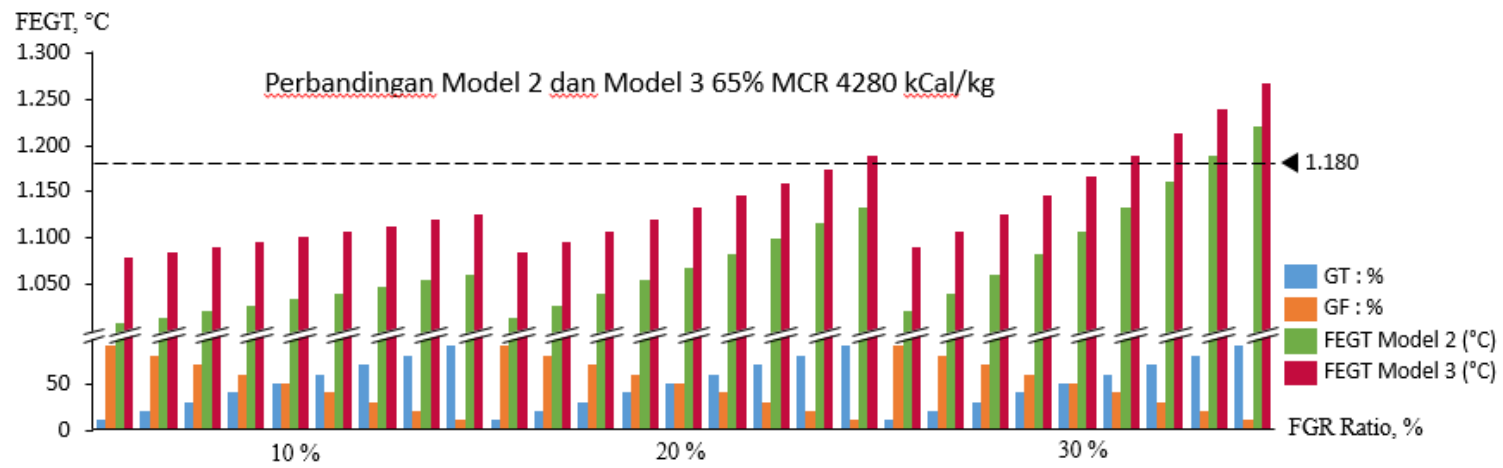
Perbandingan Hasil Optimum Simulasi LRC Model 1, Model 2 dan Model 3									
Parameter	Model 1 (4280 kCal/kg)			Model 2 (4280 kCal/kg)			Model 3 (4280 kCal/kg)		
Load, MCR	65%	75%	100%	65%	75%	100%	65%	75%	100%
FGR Ratio, %	0	0	0	30	30	30	30	30	30
Variasi GT, %	0	0	0	70	50	20	50	30	20
Variasi GF, %	0	0	0	30	50	80	50	70	80
FEGT, °C	1000	1045	1102	1159	1157	1146	1165	1149	1161
Efisiensi, %	31.39	33.31	36.26	34.32	36.1	38.83	34.3	36.08	38.81
Aux. Power, MW	10.72	12.09	15.69	10.57	11.93	15.49	10.74	12.07	15.61



Gambar 4.39 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 100% MCR



Gambar 4.40 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 75% MCR



Gambar 4.41 Perbandingan Model 2 dan 3 LRC 65% MCR

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil pemodelan dan analisis menggunakan *software Cycle-Tempo* pada PLTU Unit 1-4 Suralaya terhadap variasi FGR, variasi beban dan variasi bahan bakar batubara, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Pemodelan PLTU 1-4 Suralaya dapat dilakukan dengan *software Cycle-Tempo* 5.0, terutama pemodelan dengan simulasi *flue gas recirculation* (FGR) pada beberapa variasi batubara, beban, besaran ratio FGR dan arah aliran FGR.
2. Pengaruh perubahan bahan bakar dari *medium rank coal* (5242 kCal/kg) ke *low rank coal* (4280 kCal/kg) menurunkan efisiensi unit pembangkit, terutama degradasi efisiensi saat terjadi penurunan beban pembangkit. Pada batubara *low rank coal* degradasi efisiensi tertinggi dari 100% MCR ke 75% MCR sebesar 8%, degradasi dari 75% ke 65% MCR sebesar 6%. Berbeda dengan degradasi pada *medium rank coal* saat penurunan beban dari 100% ke 65% MCR nilai selisih tertinggi pada 3%.
3. Kontribusi FGR terhadap peningkatan efisiensi unit pembangkit sangat tinggi, terutama pada beban 65 – 75% MCR dengan ratio FGR 30%. Potensi terjadinya *overheating* dan terbentuknya *slagging* wajib diwaspadai pada saat arah aliran FGR menuju ke damper GT saat beban 100% MCR.
4. Variasi optimum pengoperasian FGR untuk batubara *medium rank coal* (5242 kCal/kg) dan *low rank coal* (4280 kCal/kg) diperoleh pada hasil simulasi model kedua. Batubara 5242 kCal/kg dengan beban 100% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 60/40% dengan efisiensi 42,26%, beban 75% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% dengan efisiensi 41,86%, beban 65% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% dengan efisiensi 38,79%. Batubara 4280 kCal/kg dengan beban 100% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 80/20% dengan efisiensi 38,83%, beban 75% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 50/50% dengan efisiensi 36,10%,

beban 65% MCR pada rasio FGR 30% kombinasi arah aliran GF/GT sebesar 30/70% dengan efisiensi 34,32%.

5.2. Saran

Saran yang dapat diberikan dari hasil pemodelan dan analisis ini yaitu:

- Perlu dilakukan pengembangan sistem kontrol FGR untuk menjamin variasi dan ratio FGR dapat sesuai atau mengikuti fungsi beban pembangkit.
- Perlu dilakukan studi lebih lanjut untuk mengetahui pengaruh FGR terhadap karakteristik aliran dan distribusi *combustion temperature* di area *furnace boiler* dengan menggunakan *computational fluid dynamic*.
- Perlu diagendakan pengkajian lebih lanjut analisis eksergi pada setiap apparatus untuk menghasilkan rekomendasi mengatasi penghancuran eksergi dari sistem.

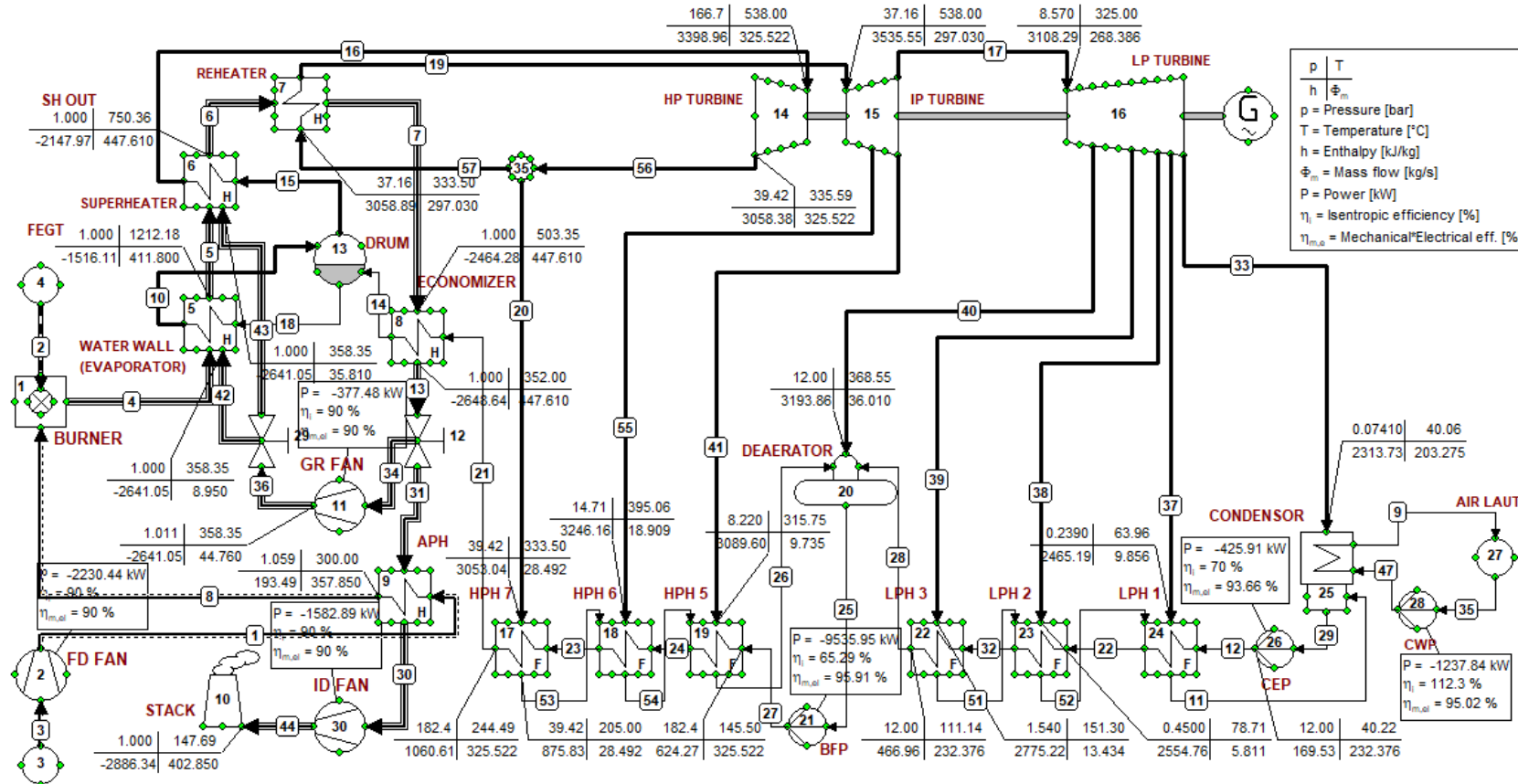
DAFTAR PUSTAKA

- Guoqiang Zhang, Wenlong Xu, Xiuyan Wang, Yongping Yang, (2015), “*Analysis and optimization of a coal-fired power plant under a proposed flue gas recirculation mode*”, *Energy Conversion and Management*, 102 (2015) 161–168.
- Guoqiang Zhang, Wenlong Xu, Xiuyan Wang, Yongping Yang, (2014), “*Sensitivity Analysis and Optimization of a Coal-Fired Power Plant in Different Modes of Flue Gas Recirculation*”, The 6th International Conference on Applied Energy – ICAE2014.
- Zhongqian Ling, Hao Zhou, Tao Ren, (2015), “*Effect of the flue gas recirculation supply location on the heavy oil combustion and NO_x emission characteristics within a pilot furnace fired by a swirl burner*”, *Energy* 91 (2015) 110-116.
- Artur Blaszczyk, (2015), “*Effect of flue gas recirculation on heat transfer in a supercritical circulating fluidized bed combustor*”, *archives of thermodynamics*, Vol. 36(2015), No. 3, 61–83.
- Babcock & Wilcox Canada, Marubeni Corporation, (1984), “*Suralaya steam power plant units 1 and 2 desain manual*”, Volume BD6, 1984.
- Babcock & Wilcox Canada, Marubeni Corporation, (1984), “*Suralaya steam power plant units 3 and 4 desain manual*”, Volume BD6, 1984.
- Yanqing Niu, Xing Liu, Shuai Wang, Shi'en Hui, Christopher R. Shaddix, (2017), “*A numerical investigation of the effect of flue gas recirculation on the evolution of ultra-fine ash particles during pulverized coal char combustion*”, *Journal Combustion and Flame* 184 (2017) 1–10.
- Babcock & Wilcox, (2015), “*Steam Its Generation and Use*”, The Babcock & Wilcox Company 42 Edition, 2015.
- The American Society of Mechanical Engineers, (2008), “*Power Test Code for Steam Generating Units*”, ASME Standard, PTC 4-1.

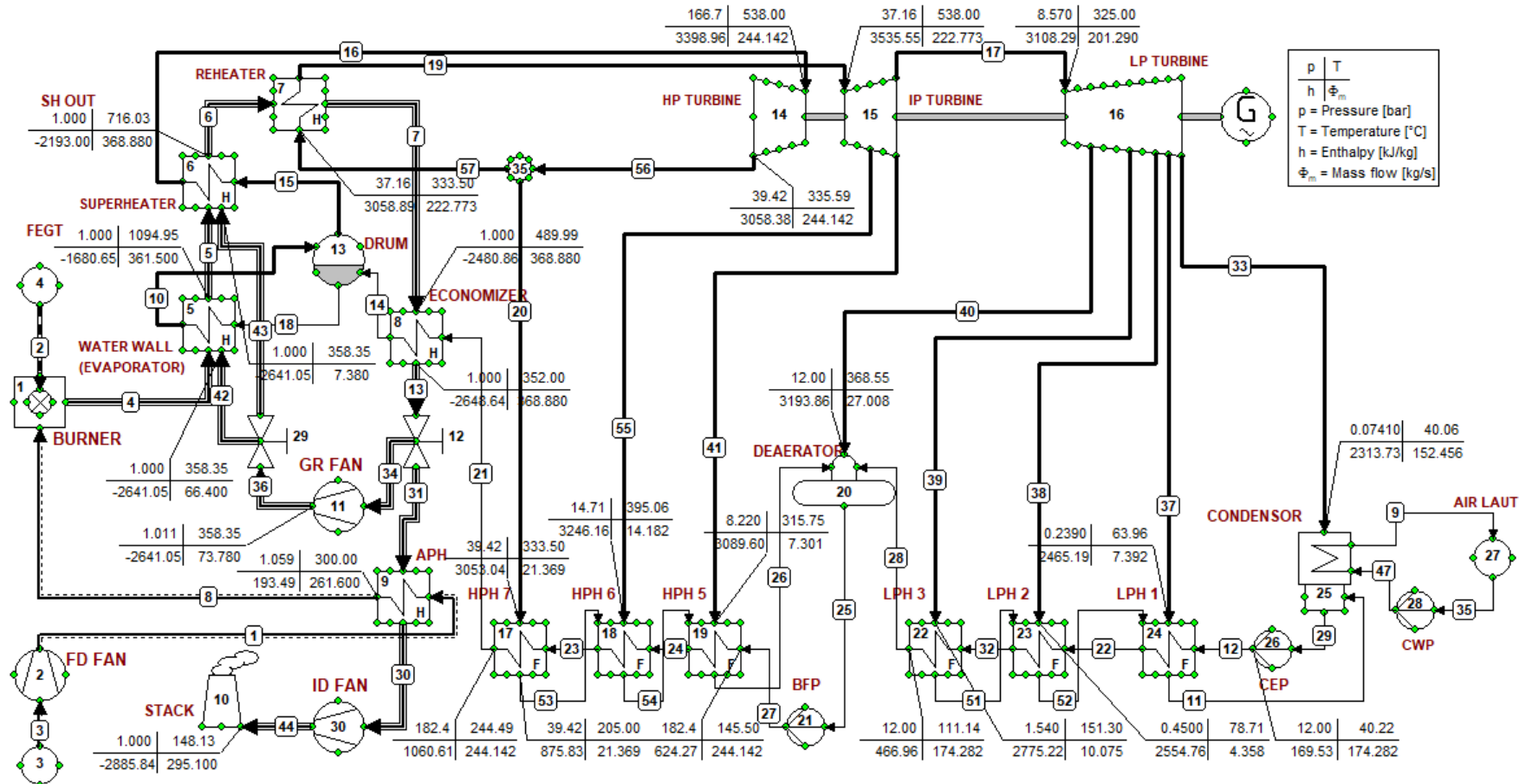
Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

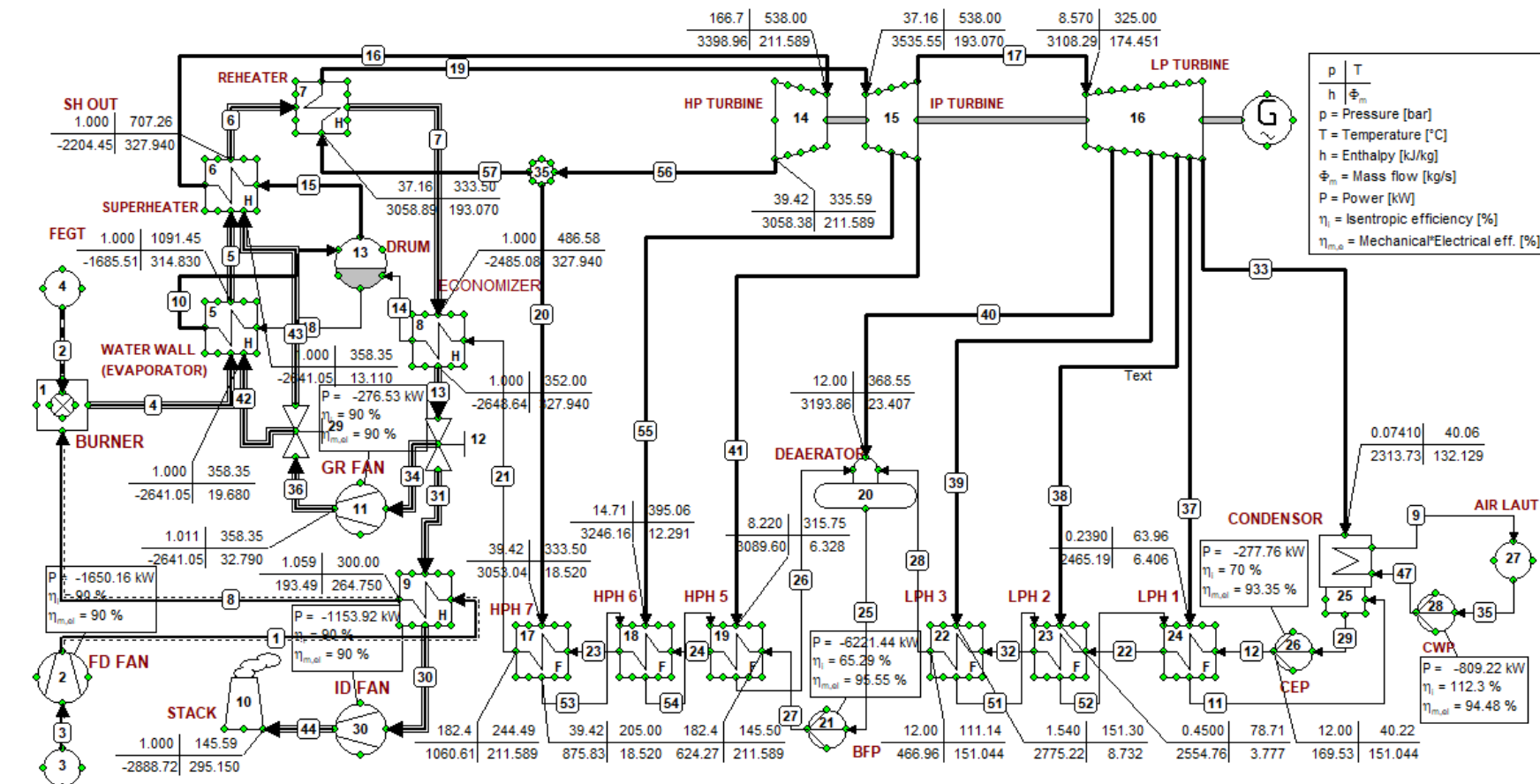
Lampiran 1. Hasil Simulasi *Cycle Tempo* Pada Model 2



Model 2 5242 Rasio FGR 10% Beban 100% MCR Kombinasi GF/GT 20/80%

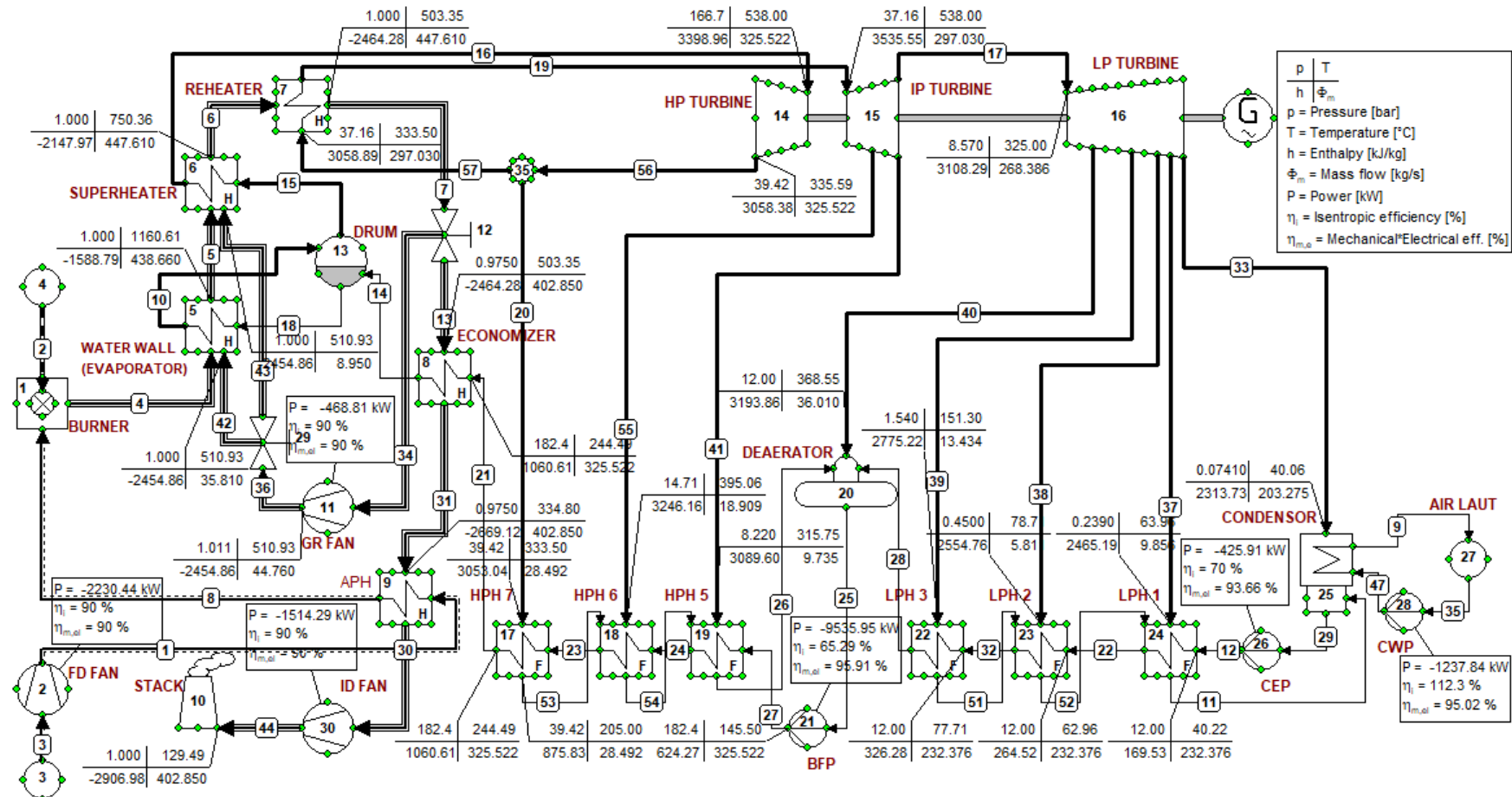


Model 2 5242 Rasio FGR 20% Beban 75% MCR Kombinasi GF/GT 90/10%

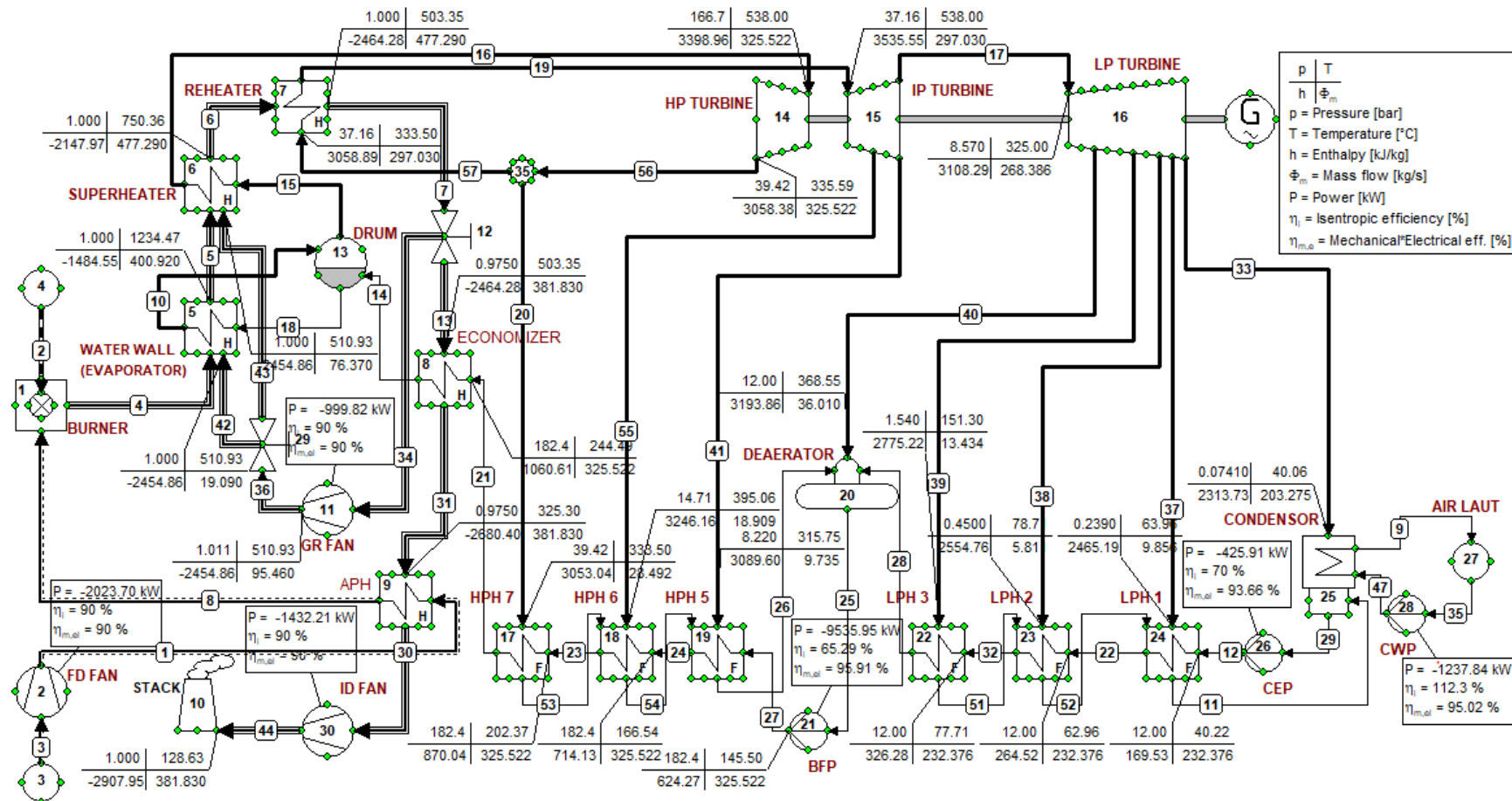


Model 2 4280 Rasio FGR 10% Beban 65% MCR Kombinasi GF/GT 60/40%

Lampiran 3. Hasil Simulasi Cycle Tempo Pada Model 3.



Model 3 5242 Rasio FGR 10% Beban 100% MCR Kombinasi GF/GT 20/80%



Model 3 4280 Rasio FGR 20% Beban 100% MCR Kombinasi GF/GT 20/80%

Lampiran 4. Data Hasil *Performance Test* Unit 3 Suralaya

LAPORAN EFISIENSI UNIT 3 BULAN JANUARI 2019		No Dokumen	FM.09.02.01
		Tanggal	18 Januari 2016
		Revisi	00
		Halaman	2 dari 18

1. EXECUTIVE SUMMARY

Pelaksanaan performance test di PLTU UP Suralaya Unit 3 pada tanggal 14 Januari 2019 dengan beban pengujian 400 MW selama 2 jam telah selesai dilaksanakan tanpa kendala. Performance test ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui pencapaian heat rate, kondisi unjuk kerja pada masing-masing peralatan inti dan untuk melakukan identifikasi dari faktor peningkatan heat rate.

Tabel 1.1. Pelaksanaan Performance Test

No	Hari-Tanggal	Jam	Beban	MCR	Keterangan
1	Senin, 14 Januari 2019	09:30-11:30	400 MW	100 % MCR	Performance test

Keterangan :

1. Mode Operasi : Load Limit Mode
2. Aux Steam Supply : Diambilkan dari unit lain
3. Sampling : Batubara, Flue Gas, Ash (EP dan SSC)
4. Batubara : BA, KPC dan Hopper D

Berdasarkan data parameter pada masing-masing equipment dan hasil perhitungan, didapatkan performance pada masing-masing parameter adalah sebagai berikut :

Tabel 1.2. Performance peralatan

Item Monitoring	Baseline	Aktual	Keterangan
Load, MW	400.65	395.19	Beban Konstan
Turbine Heat Rate, kCal/kWh	1,963	2,165	ASME PTC 6
Boiler Efficiency ¹ , %	88.06	85.57	ASME PTC 4
Nett Plant Heat Rate ² , kCal/kWh	2,323.83	2,712.07	SPLN
Plant Thermal Efficiency, %	35.07	34.00	-
Air Heater Leakage, %	5.75	25.13	ASME PTC 4.3
Air Heater Effectiveness, %	72.16	57.20	ASME PTC 4.3
Condenser Cleanliness, %	85	96	-
Auxiliary Power, MW	19.269	26.597	kWh Meter
Coal Calorific Value, kCal/kg	5145	4897	-

**LAPORAN EFISIENSI UNIT 3
BULAN MARET 2019**

No Dokumen	FM.09.02.01
Tanggal	18 Maret 2019
Revisi	00
Halaman	2 dari 16

1. EXECUTIVE SUMMARY

Pelaksanaan performance test di PLTU UP Suralaya Unit 3 pada tanggal 11 Maret 2019 dengan beban pengujian 400 MW selama 2 jam telah selesai dilaksanakan tanpa kendala. Performance test ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui pencapaian heat rate, kondisi unjuk kerja pada masing-masing peralatan inti dan untuk melakukan identifikasi dari faktor peningkatan heat rate.

Tabel 1.1. Pelaksanaan Performance Test

No	Hari-Tanggal	Jam	Beban	MCR	Keterangan
1	Senin, 11 Maret 2019	09:00-11:00	400 MW	100 % MCR	Performance test

Keterangan :

1. Mode Operasi : Turbine Follow Mode
2. Aux Steam Supply : Diambilkan dari unit lain
3. Sampling : Batubara, Flue Gas, Ash (EP dan SSC)
4. Batubara : BA dan KPC

Berdasarkan data parameter pada masing-masing equipment dan hasil perhitungan, didapatkan performance pada masing-masing parameter adalah sebagai berikut :

Tabel 1.2. Performance peralatan

Item Monitoring	Baseline	Aktual	Keterangan
Load, MW	400.65	400.87	Beban Konstan
Turbine Heat Rate, kCal/kWh	1963	2,066	ASME PTC 6
Boiler Efficiency ² , %	88.06	85.55	ASME PTC 4
Nett Plant Heat Rate ² , kCal/kWh	2,324	2,592	SPLN
Plant Thermal Efficiency (Nett), %	37.01	33.18	-
Air Heater Leakage, %	5.75	25.05	ASME PTC 4.3
Air Heater Effectiveness, %	72.16	60.87	ASME PTC 4.3
Condenser Cleanliness, %	85	99	-
Auxiliary Power, MW	19.91	27.35	kWh Meter
Coal Calorific Value, kCal/kg	5145	4888	-

**LAPORAN EFISIENSI UNIT 3
BULAN APRIL 2019**

No Dokumen	FM.09.02.01
Tanggal	18 April 2019
Revisi	00
Halaman	2 dari 17

1. EXECUTIVE SUMMARY

Pelaksanaan performance test di PLTU UP Suralaya Unit 3 pada tanggal 11 April 2019 dengan beban pengujian 400 MW selama 2 jam telah selesai dilaksanakan tanpa kendala. Performance test ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui pencapaian heat rate, kondisi unjuk kerja pada masing-masing peralatan inti dan untuk melakukan identifikasi dari faktor peningkatan heat rate.

Tabel 1.1. Pelaksanaan Performance Test

No	Hari-Tanggal	Jam	Beban	MCR	Keterangan
1	Kamis, 11 April 2019	09:00-11:00	400 MW	100 % MCR	Performance test

Keterangan :

1. Mode Operasi : Turbine Follow Mode
2. Aux Steam Supply : Diambilkan dari unit lain
3. Sampling : Batubara, Flue Gas, Ash (EP dan SSC)
4. Batubara : BA, KPC dan OBP

Berdasarkan data parameter pada masing-masing equipment dan hasil perhitungan, didapatkan performance pada masing-masing parameter adalah sebagai berikut :

Tabel 1.2. Performance peralatan

Item Monitoring	Baseline	Aktual	Keterangan
Load, MW	402.58	396.46	Beban Konstan
Turbine Heat Rate, kCal/kWh	1963	2.113	ASME PTC 6
Boiler Efficiency ² , %	88.06	85.87	ASME PTC 4
Nett Plant Heat Rate ² , kCal/kWh	2.196.65	2.642.63	SPLN
Plant Thermal Efficiency (Nett), %	35.07	34.94	-
Air Heater Leakage, %	5.75	25.81	ASME PTC 4.3
Air Heater Effectiveness, %	72.16	60.32	ASME PTC 4.3
Condenser Cleanlines, %	85	85	-
Auxiliary Power, MW	19.9132	27.214	kWh Meter
Coal Calorific Value, kCal/kg	5145	4921	-

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dengan nama lengkap I Gede Darmadi, dilahirkan di kota Denpasar pada tanggal 14 Juni 1982 dan dibesarkan di kota Denpasar, Bali. Pendidikan formal yang telah ditempuh dimulai dari sekolah dasar di SDN 26 Pemecutan Denpasar, kemudian dilanjutkan ke sekolah menengah pertama di SMPN 7 Denpasar dan setelah itu ke sekolah menengah atas di SMUN 4 Denpasar. Penulis kemudian melanjutkan jenjang pendidikan Strata-1 ke Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada – Yogyakarta pada tahun 2000 hingga lulus tahun 2007. Pada bulan Maret 2008 Penulis memulai karir bekerja di PT Indonesia Power melalui program Magang Karyawan dan diangkat menjadi karyawan tetap pada bulan Maret 2009. Selanjutnya pada tahun 2018 penulis menerima beasiswa dari PT Indonesia Power untuk studi ke Program Pasca Sarjana (S-2) di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dengan bidang keahlian Manajemen Energi. Apabila ada yang ingin berdiskusi tentang studi ini dapat menghubungi email: igede.darmadi@indonesiapower.co.id.