

TUGAS AKHIR - TM234802

**STUDI NUMERIK DAN ANALITIK PENGARUH VARIASI
EXCESS AIR TERHADAP DISTRIBUSI TEMPERATUR FLUE
GAS DAN FINAL REHEATER TUBE PADA TANGENTIALLY
FIRED PULVERIZED COAL BOILER 315 MW**

RAJENDRA PANDU DANISWARA

NRP 5007221149

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng

NIP 196505051990031005

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2026



TUGAS AKHIR - TM234802

**STUDI NUMERIK DAN ANALITIK PENGARUH VARIASI
EXCESS AIR TERHADAP DISTRIBUSI TEMPERATUR FLUE
GAS DAN FINAL REHEATER TUBE PADA TANGENTIALLY
FIRED PULVERIZED COAL BOILER 315 MW**

RAJENDRA PANDU DANISWARA

NRP 5007221149

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng

NIP 196505051990031005

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2026



FINAL PROJECT- TM234802

**NUMERICAL AND ANALYTICAL STUDY OF THE EFFECT
OF EXCESS AIR VARIATION ON FLUE GAS
TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER
CHARACTERISTICS OF THE FINAL REHEATER TUBE IN
A 315 MW TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL
BOILER**

RAJENDRA PANDU DANISWARA

NRP 5007221149

Advisor

Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng

NIP 196505051990031005

Mechanical Engineering Study Program

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and System Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2026

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK DAN ANALITIK PENGARUH VARIASI EXCESS AIR TERHADAP DISTRIBUSI TEMPERATUR FLUE GAS DAN FINAL REHEATER TUBE PADA TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER 315 MW

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat

memperoleh gelar Sarjana Teknik pada

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **Rajendra Pandu Daniswara**

NRP. 5007221149

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng
NIP. 1953101919799031003

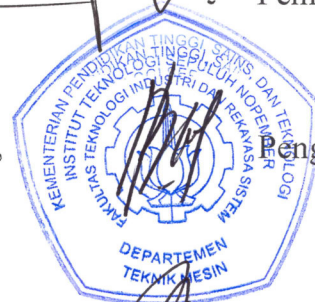
Pembimbing

2. Prof. Dr. Ir. Bambang Sudarmanta, ST, MT, IPM,
AEng
NIP. 197301161997021001

Penguji I

3. Ir. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D,
IPM, ASEAN.Eng
NIP. 197105241997021001

Penguji II



SURABAYA

Juli, 2026

APPROVAL SHEET

NUMERICAL AND ANALYTICAL STUDY OF THE EFFECT OF EXCESS AIR VARIATION ON FLUE GAS TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF THE FINAL REHEATER TUBE IN A 315 MW TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER

FINAL PROJECT

Submitted to Fulfill One of the Requirements to

Obtain the Bachelor of Engineering Degree

Undergraduate Program of the Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **Rajendra Pandu Daniswara**

NRP. 5007221149

Approved by Final Project Examiner Team :

1. Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng
NIP. 1953101919799031003

Advisor

2. Prof. Dr. Ir. Bambang Sudarmanta, ST, MT, IPM
AEng
NIP. 197301161997021001

Examiner I

3. Ir. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D,
IPM, ASEAN.Eng
NIP. 197105241997021001

Examiner II



SURABAYA

July, 2026

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama mahasiswa / NRP : Rajendra Pandu Daniswara / 5007221149

Program Studi : Teknik Mesin FT-IRS ITS

Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, Aeng / 196505051990031005

dengan ini ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul :

**“STUDI NUMERIK DAN ANALITIK PENGARUH VARIASI EXCESS AIR
TERHADAP DISTRIBUSI TEMPERATUR FLUE GAS DAN FINAL REHEATER
TUBE PADA TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER 315 MW”**

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, 27 Juli 2026

Mengetahui

Dosen Pembimbing




(Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, Aeng)

NIP. 196505051990031005

Mahasiswa



(Rajendra Pandu Daniswara)

NRP. 5007221149

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of Student / NRP : Rajendra Pandu Daniswara / 5007221149

Department : Teknik Mesin FT-IRS ITS

Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, Aeng / 196505051990031005

hereby declare that the Final Project with the tittle :

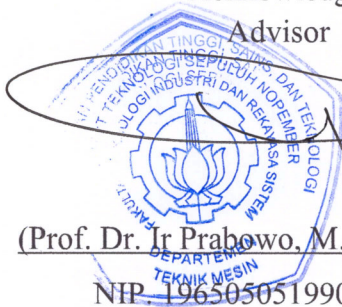
“NUMERICAL AND ANALYTICAL STUDY OF THE EFFECT OF EXCESS AIR VARIATION ON FLUE GAS TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF THE FINAL REHEATER TUBE IN A 315 MW TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER”

Is the result of my own work is original and is written by following the rules of scientific writing. If any discrepancies are found with this statement in the future, I am willing to accept the consequences according to the regulation applicable at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 27 July 2026

Acknowledged

Advisor



(Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, Aeng)
NIP. 196505051990031005

Student


(Rajendra Pandu Daniswara)
NRP. 5007221149

ABSTRAK

STUDI NUMERIK DAN ANALITIK PENGARUH VARIASI EXCESS AIR TERHADAP DISTRIBUSI TEMPERATUR FLUE GAS DAN FINAL REHEATER TUBE PADA TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER 315 MW

Nama Mahasiswa / NRP : Rajendra Pandu Daniswara / 5007221149
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng.

Abstrak

Keandalan operasional pulverized coal boiler sangat dipengaruhi oleh jumlah excess air pada proses pembakaran. Nilai excess air yang terlalu rendah menyebabkan pembakaran tidak sempurna dan berpotensi menimbulkan overheating pada komponen heating surface, sedangkan nilai yang terlalu tinggi menurunkan temperatur pembakaran dan meningkatkan stack loss. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi excess air terhadap karakteristik pembakaran, distribusi temperatur dan kecepatan flue gas, distribusi species flue gas, serta temperatur tube final reheater pada tangentially fired pulverized coal boiler 315 MW. Studi dilakukan secara numerik menggunakan ANSYS Fluent dengan pendekatan steady state, di mana proses pembakaran dimodelkan menggunakan species transport berbasis finite rate–eddy dissipation dan Discrete Phase Model (DPM), sedangkan komponen heating surface dimodelkan sebagai porous media dengan source term. Variasi excess air yang disimulasikan meliputi 0%, 10%, 16%, 20%, 30%, 40%, dan 50% di atas kebutuhan udara stoikiometri. Hasil simulasi berupa maximum temperature dan maximum velocity flue gas pada region final reheater selanjutnya digunakan sebagai input perhitungan analitik temperatur tube menggunakan korelasi Zukauskas untuk konveksi sisi luar dan korelasi Dittus–Boelter untuk konveksi sisi dalam. Hasil simulasi menunjukkan bahwa peningkatan excess air secara bertahap mengeliminasi fenomena delayed combustion dan melokalisasi proses char oxidation di lower combustion zone, disertai penurunan Furnace Exit Gas Temperature (FEGT) secara monoton dari sekitar 1118°C pada excess air 0% menjadi sekitar 982°C pada excess air 50%. Temperatur tube final reheater menunjukkan perubahan kurang signifikan dengan temperatur Tout stagnan di range 540 °C dan Tin di 538°C sehingga menunjukkan bahwa perubahan excess air pada kasus ini tidak berdampak signifikan terhadap reliabilitas tube final reheater.

Kata kunci: *CFD, Excess Air, Final Reheater, Pulverized Coal Boiler, Tangentially Fired.*

ABSTRACT

NUMERICAL AND ANALYTICAL STUDY OF THE EFFECT OF EXCESS AIR VARIATION ON FLUE GAS TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF THE FINAL REHEATER TUBE IN A 315 MW TANGENTIALLY FIRED PULVERIZED COAL BOILER

Student Name / NRP : Rajendra Pandu Daniswara / 5007221149
Department : Mechanical Engineering
Advisor : Prof. Dr. Ir Prabowo, M.Eng, IPU, AEng.

Abstract

Operational reliability of a pulverized coal boiler is significantly influenced by the amount of excess air in the combustion process. An excess air value that is too low causes incomplete combustion and has the potential to cause overheating of heating surface components, while a value that is too high lowers the combustion temperature and increases stack loss. This study aims to determine the effect of excess air variation on combustion characteristics, flue gas temperature and velocity distribution, flue gas species distribution, and final reheater tube temperature in a 315 MW tangentially fired pulverized coal boiler. The study was conducted numerically using ANSYS Fluent with a steady state approach, in which the combustion process was modeled using species transport based on the finite rate–eddy dissipation model and the Discrete Phase Model (DPM), while the heating surface components were modeled as porous media with a source term. The excess air variations simulated include 0%, 10%, 16%, 20%, 30%, 40%, and 50% above the stoichiometric air requirement. The simulation results in the form of maximum temperature and maximum velocity of the flue gas in the final reheater region were subsequently used as input for the analytical calculation of tube temperature using the Zukauskas correlation for outer-side convection and the Dittus–Boelter correlation for inner-side convection. The simulation results show that increasing excess air progressively eliminates the delayed combustion phenomenon and localizes the char oxidation process in the lower combustion zone, accompanied by a monotonic decrease in Furnace Exit Gas Temperature (FEGT) from approximately 1118°C at 0% excess air to approximately 982°C at 50% excess air. The final reheater tube temperature shows a less significant change, with T_{out} stagnant in the range of 540°C and T_{in} at 538°C, indicating that changes in excess air in this case do not have a significant impact on the reliability of the final reheater tube.

Keywords: *CFD, Excess Air, Final Reheater, Pulverized Coal Boiler, Tangentially Fired.*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan karunia-Nya penulis diberikan kesehatan, kelancaran dan kemudahan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis menyadari bahwa pengerjaan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Sehingga pada kesempatan kali ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung dalam proses pengerjaan tugas akhir ini, antara lain :

1. Keluarga penulis, Bapak Sa'ban Nur Subkhan dan Ibu Sri Untari, yang senantiasa memberikan doa dan dukungan penuh sehingga penulis dapat fokus menempuh perkuliahan dari awal hingga selesai, Kakak Nisya Dahayu Estiningtyas dan Adik Javier Surendra Perdana Kusuma yang juga telah memberikan dukungan moral maupun doa sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Dosen pembimbing, Bapak Prof. Dr.Ir. Prabowo, M.Eng yang telah memberikan ilmu, bimbingan, nasihat, dan arahan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Dosen penguji, Prof. Dr. Ir. Bambang Sudarmanta, ST, MT, IPM, AEng, Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, MEng, IPU, AEng, Dr. Ir. Is Bunyamin Suryo, ST, MSc, IPM, AEng, yang telah memberikan saran dan masukkan untuk Tugas Akhir saya.
4. Teman-teman seperjuangan Jefry, Zidan, Iqbal, Syamsu, Reza, dan Umay yang telah menemani Penulis selama empat tahun masa perkuliahan sehingga membuat masa-masa perkuliahan sangat berkesan dan membuat cerita kenangan baru di kehidupan Penulis.
5. Angkatan M65 Teknik Mesin FT-IRS ITS, yang tidak dapat disebutkan satu-satu namanya, yang telah menemani masa perkuliahan penulis selama empat tahun.
6. Seluruh pihak yang tidak dapat Penulis sebutkan namanya satu per satu, yang telah memberikan dukungan untuk Penulis selama perkuliahan dan pengerjaan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu , penulis menerima segala kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak terkait yang membaca. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat untuk berbagai pihak, pemerintah institusi pendidikan, industri dan masyarakat.

Surabaya, 17 Juli 2026

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
APPROVAL SHEET	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS.....	iii
STATEMENT OF ORIGINALITY	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB 1	14
1.1 Latar Belakang.....	14
1.2 Rumusan Masalah	15
1.3 Batasan Masalah.....	15
1.4 Tujuan.....	16
1.5 Manfaat.....	16
BAB 2	17
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)	17
2.2 Pulverized Coal Boiler	18
2.2.1 Prinsip Dasar Pulverized Coal Boiler.....	18
2.2.2 Superheater	19
2.3 Batu Bara	19
2.3.1 Jenis Batu Bara	19
2.3.2 Kualitas Batu Bara.....	21
2.4 Pembakaran Batu Bara	23
2.4.1 Proses Pembakaran Batu Bara	23
2.4.2 Devolatilization dan Volatile Combustion	24
2.4.3 Char Combustion.....	24
2.4.4 Excess Air.....	25
2.4.5 Air Fuel Ratio	25
2.5 Konfigurasi Burner pada Pulverized Coal Boiler.....	26
2.5.1 Wall-Fired Boiler.....	27
2.5.2 Tangentially Fired Boiler.....	27

2.6	Prinsip Perpindahan Panas.....	28
2.6.1	Konduksi.....	29
2.6.2	Konveksi.....	30
2.6.3	Thermal Resistance.....	32
2.6.4	Flow Across a Bank of Tubes.....	33
2.6.5	Turbulent Flow In Circular Tubes	35
2.7	Computational Fluid Dynamics (CFD)	36
2.7.1	Pre-Processing	36
2.7.2	Solving.....	36
2.7.3	Post-Processing.....	37
2.8	Penelitian Terdahulu.....	37
2.8.1	Mechanism Modeling of Optimal Excess Air Coefficient for Operating in Coal Fired Boiler (Wang et al., 2022)	37
2.8.2	Numerical Simulation of the Heat Transfer of Superheater Tubes in Power Plants Considering Oxide Scale (Qi et al., 2018).....	40
BAB 3		44
3.1	Diagram Alir Penelitian.....	44
3.1.1	Diagram Alir Perhitungan Temperatur Tube.....	46
3.2	Studi Literatur.....	48
3.3	Pengumpulan Data.....	48
3.3.1	Informasi Desain Boiler.....	48
3.3.2	Data Spesifikasi Material.....	49
3.3.3	Data Operasi Heating Parts.....	50
3.4	Perhitungan Mass Flow Rate Udara Pembakaran	50
3.5	Pre-Processing	52
3.5.1	Geometri Boiler	52
3.5.2	Meshing	53
3.6	Processing.....	54
3.6.1	Pemilihan Model Solver	54
3.6.2	Setup Model.....	54
3.6.3	Setup Material	55
3.6.4	Setup Injeksi	56
3.6.5	Setup Cell Zone	56
3.6.6	Setup Boundary Condition	57
3.6.7	Solution.....	57

3.7	Grid Independency Test.....	58
3.8	Post-Processing.....	58
3.9	Variasi Penelitian.....	Error! Bookmark not defined.
BAB 4		60
HASIL DAN PEMBAHASAN		61
4.1	Validasi Simulasi.....	61
4.2	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Karakteristik Pembakaran	61
4.2.1	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Pembakaran Char	62
4.2.2	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Distribusi Temperatur	63
4.2.3	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Distribusi Kecepatan	67
4.2.4	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Fraksi dan Laju Massa O ₂	69
4.2.5	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Massa CO ₂	73
4.2.6	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Massa CO.....	74
4.3	Analisis Pengaruh Variasi Injeksi Excess Air Terhadap Temperatur Tube FRH	77
4.3.1	Contoh Perhitungan Variasi Excess Air 0%.....	77
4.3.2	Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Temperatur Final Reheater Tube	80
BAB 5		82
KESIMPULAN DAN SARAN		82
5.1	Kesimpulan.....	82
5.2	Saran.....	83
DAFTAR PUSTAKA		84
BIODATA PENULIS		88

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Proyeksi Demand Tenaga Listrik.....	10
Gambar 1.2. Proyeksi Produksi Tenaga Listrik (dalam TWh)	11
Gambar 2.1. Skema Simplifikasi PLTU	13
Gambar 2.2. Diagram Cara Kerja Boiler	14
Gambar 2.3. Heating Parts Pada Boiler	15
Gambar 2.4. Dari Kiri ke Kanan: peat, lignite, sub-bituminous, bituminous, dan anthracite	16
Gambar 2.5. Klasifikasi Batubara Berdasarkan Rank.....	17
Gambar 2.6. Proximate Analysis Sampel Batu Bara	18
Gambar 2.7. Ultimate Analysis Sampel Batu Bara.....	18
Gambar 2.8. Rute Dasar Pembakaran Bahan Bakar Padat	19
Gambar 2.9. Konfigurasi Burner Wall-Fired dan T-Fired	21
Gambar 2.10. Konfigurasi Burner Wall-Fired dengan Overfire Air.....	22
Gambar 2.11. Konfigurasi Burner Tangentially Fired Membentuk Vortex	23
Gambar 2.12. Konduksi Satu Dimensi	24
Gambar 2.13. Konduktivitas Termal Material	25
Gambar 2.14. Perpindahan Panas Konveksi	26
Gambar 2.15. Thermal Resistance pada Composite Wall	27
Gambar 2.16. Skema Flow Across a Bank of Tubes	28
Gambar 2.17. Konfigurasi Tube Aligned (kiri) dan Staggered (kanan)	29
Gambar 2.18. Diagram Boiler 660 MW	32
Gambar 2.19. (a) Heat Transfer Quantity dalam Furnace, (b) Temperatur Flue Gas di Outlet Furnace	33
Gambar 2.20. (a) Temperatur Exhaust Flue Gas, (b) Exhaust Heat Loss.....	34
Gambar 2.21. (a) Incomplete Solid Combustion Loss, (b) Physical Heat Loss Ash dan Slag	34
Gambar 2.22. Geometri dan Material Tube Final Superheater (a) Tampak Depan, (b) Tampak Atas.....	35
Gambar 2.23. Skema Resistansi Termal pada Tube Superheater Mencakup Deposisi Abu dan Oxide Scale.....	36
Gambar 2.24. Temperatur Dinding Tube Sepanjang Lintasan Aliran Uap pada Sisi Windward dan Leeward	37
Gambar 2.25. Temperatur Dinding Tube Maksimum Setiap Tube	37

Gambar 2.26. Temperatur Dinding Tube 12 pada Berbagai Ketebalan Oxide Scale	38
Gambar 2.27. Temperatur Dinding Maksimum Material T91 (Tube 7 dan Tube 9–11) sebagai Fungsi Ketebalan Oxide Scale.....	38
Gambar 3.1. Diagram Alir Simulasi	39
Gambar 3.2. Diagram Alir Perhitungan Temperatur Tube	41
Gambar 3.3. Informasi Desain Pulverized Coal Boiler PLTU 315 MW	43
Gambar 3.4. Lokasi Final Reheater pada Boiler PLTU 315 MW	44
Gambar 3.5. Model 3D-Geometri Boiler	48
Gambar 3.6. Geometri Komponen Heating Part Boiler.....	48
Gambar 3.7. Meshing pada Domain Fluida Boiler	49
Gambar 3.8. T-s Diagram Kondisi Operasi Boiler	52
Gambar 3.9. Konfigurasi Burner Boiler.....	52
Gambar 3.10. Grafik Hasil Perbandingan Grid Independent Test terhadap Temperatur pada Daerah FEGT.....	53
Gambar 3.11. Posisi Pengambilan Data Hasil Simulasi pada Boiler.....	54
Gambar 4.1. Kontur Temperatur Case 16% Excess Air	61
Gambar 4.2. Kontur Laju Pembakaran Char Bidang XY Pada Variasi Excess Air	62
Gambar 4.3. Kontur Temperatur Bidang XY Pada Variasi Excess Air.....	63
Gambar 4.4. Grafik Temperatur Rata-Rata Tiap Elevasi Variasi Excess Air.....	64
Gambar 4.5. Kontur Kecepatan Bidang XY Pada Variasi Excess Air	67
Gambar 4.6. Grafik Kecepatan Rata-Rata Tiap Elevasi Variasi Excess Air	68
Gambar 4.7. Kontur Kecepatan Bidang XY Pada Variasi Excess Air	69
Gambar 4.8. Grafik Fraksi Massa O ₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.....	70
Gambar 4.9. Grafik Laju Massa O ₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.....	72
Gambar 4.10. Grafik Laju Massa CO ₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.....	73
Gambar 4.11. Grafik Laju Massa CO Tiap Elevasi Variasi Excess Air	74
Gambar 4.12. Grafik Pengaruh Variasi Excess Air Pada Flue Gas Final Reheater.....	78
Gambar 4.13. Grafik Pengaruh Variasi Excess Air Pada Tube Final Reheater.....	79

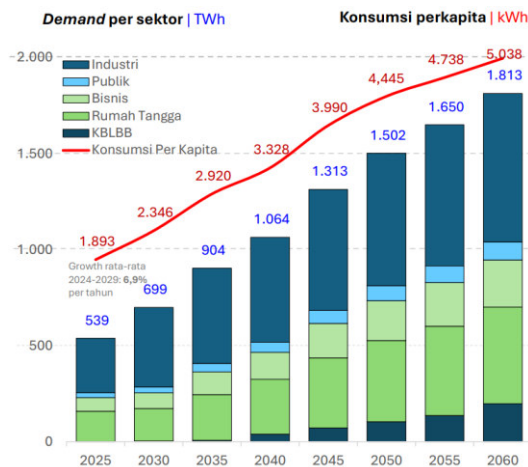
DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Ignition Temperature Berbagai Jenis Batu Bara.....	20
Tabel 2.2. Reaksi Devolatilization dan Volatile Combustion.....	20
Tabel 2.3. Reaksi Char Combustion	20
Tabel 2.4. Konstanta C_1 dan m untuk Korelasi Zukauskas.....	29
Tabel 2.5. Faktor Koreksi C_2 untuk $N_1 < 20$	30
Tabel 3.1. Dimensi Boiler dan Tube Final Reheater	44
Tabel 3.2. Spesifikasi Bahan Bakar Low Rank Coal.....	44
Tabel 3.3. Ash Analysis Bahan Bakar Low Rank Coal.....	45
Tabel 3.4. Operasi Heating Part.....	45
Tabel 3.5. Model Solver Simulasi	49
Tabel 3.6. Setup Model Simulasi.....	49
Tabel 3.7. Properties Material Steel.....	50
Tabel 3.8. Properties Material Fluid	50
Tabel 3.9. Properties Combusting Material	50
Tabel 3.10. Setup Injeksi	51
Tabel 3.11. Kondisi Operasi Boiler	51
Tabel 3.12. Boundary Conditions Penelitian	52
Tabel 3.13. Pengaturan Solution Penelitian.....	53
Tabel 3.14. Hasil Grid Independency Test	53
Tabel 3.15. Variasi Penelitian.....	54
Tabel 4.1. Validasi Hasil Simulasi Terhadap Data Eksisting	61
Tabel 4.2. Kontur Temperatur Tiap Variasi Excess Air	66
Tabel 4.3. Kontur Kecepatan Tiap Variasi Excess Air.....	68
Tabel 4.4. Data Temperatur dan Kecepatan Pada Variasi Excess Air.....	78
Tabel 4.5. Data Temperatur Tube Pada Variasi Excess Air	79

BAB 1 PENDAHULUAN

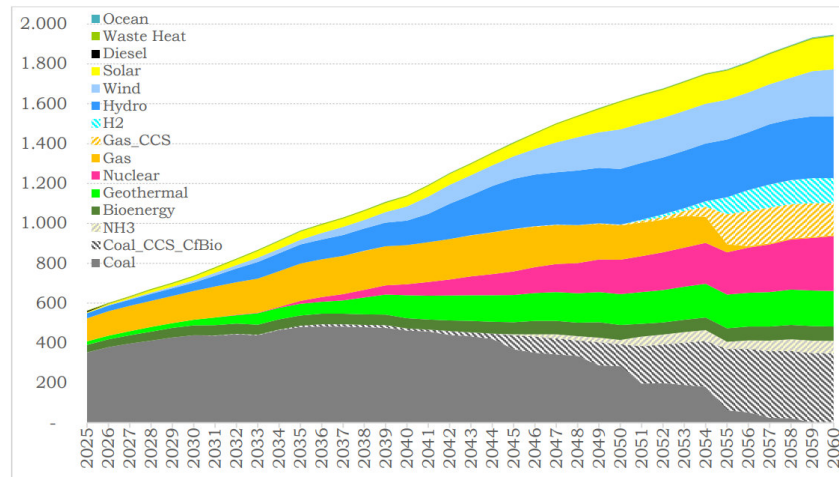
1.1 Latar Belakang

Seiring dengan pertumbuhan populasi dan kemajuan teknologi, kebutuhan listrik Indonesia terus meningkat. Hampir seluruh aktivitas masyarakat modern bergantung pada listrik, mulai dari penerangan, pemanas air, hingga kendaraan listrik yang kini semakin banyak digunakan. Tren ini telah diproyeksikan oleh Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM) dalam Rencana Umum Ketenagalistrikan Nasional (RUKN) 2025, di mana kebutuhan listrik nasional diperkirakan tumbuh secara konsisten dengan rata-rata 6,9% per tahun dari tahun 2025 hingga 2060, dengan sektor industri dan rumah tangga sebagai kelompok konsumen terbesar.



Gambar 1.1 Proyeksi Demand Tenaga Listrik
Sumber : (KESDM, 2025)

Peningkatan *demand* listrik tersebut harus diimbangi dengan peningkatan kapasitas pembangkitan. Dalam proyeksi yang sama, Kementerian ESDM merencanakan transisi energi yang semakin condong ke energi terbarukan demi mencapai *net zero emission*, yang tercermin dari peningkatan signifikan kontribusi Energi Baru Terbarukan (EBT) dalam bauran energi nasional. Meski demikian, batu bara dan *cofiring* biomassa tetap diproyeksikan memainkan peran besar dalam pembangkitan listrik bahkan hingga tahun 2060. Di Indonesia, mayoritas pembangkit berbasis batu bara beroperasi dalam bentuk Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Hal ini menunjukkan bahwa PLTU batu bara masih akan menjadi tulang punggung ketenagalistrikan nasional dalam jangka panjang, sehingga upaya peningkatan efisiensi dan keandalan operasionalnya menjadi prioritas teknis yang tidak dapat diabaikan.



Gambar 1.2 Proyeksi Produksi Tenaga Listrik (dalam TWh)
Sumber : (KESDM, 2025)

Salah satu parameter kritis dalam menjaga keandalan operasional PLTU batu bara adalah penggunaan jumlah *excess air* yang tepat pada proses pembakaran. Pada dasarnya, PLTU batu bara menghasilkan energi termal melalui reaksi pembakaran batu bara di dalam *furnace*. Sebagaimana diketahui, pembakaran hanya dapat berlangsung apabila tiga komponen dalam segitiga pembakaran, yaitu *fuel*, *heat source*, dan oksigen, hadir secara bersamaan dalam jumlah yang memadai. Apabila suplai udara yang diberikan tidak sesuai, maka proses pembakaran tidak akan berlangsung secara optimal. Di satu sisi, jumlah *excess air* yang terlalu tinggi menyebabkan penurunan temperatur pembakaran, karena massa udara berlebih berperan sebagai *heat sink* yang menyerap heat hasil reaksi tanpa berkontribusi pada proses pembakaran itu sendiri. Di sisi lain, jumlah *excess air* yang terlalu rendah menyebabkan pembakaran tidak sempurna, sehingga temperatur *flue gas* pada *furnace exit* meningkat dan berpotensi menimbulkan *overheating* pada *tube* komponen *heating surface* boiler.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh jumlah excess air terhadap pembakaran batu bara dalam boiler?
2. Bagaimana pengaruh jumlah excess air terhadap temperatur tube final reheater?

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Analisis perpindahan panas dilakukan pada kondisi steady state yaitu properties dianggap tidak berubah sepanjang waktu.
2. Heating part boiler dimodelkan sebagai porous media dengan source terms.
3. Pemodelan simulasi hanya dilakukan pada zona flue gas dan tidak termasuk fluida didalam pipa boiler.
4. Pengaruh radiasi dianggap negligible pada perhitungan temperatur tube final reheater.
5. Observasi penelitian hanya sampai bagian outlet economizer.

6. Perhitungan temperatur tube final reheater dilakukan pada steady state one dimensional conduction.
7. Heat flux (q') dianggap uniform sepanjang tube pada perhitungan analitis temperatur tube final reheater

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh jumlah excess air terhadap distribusi temperatur flue gas.
2. Mengetahui pengaruh jumlah excess air terhadap temperatur tube final reheater.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagi penulis, penelitian ini bermanfaat sebagai penerapan keilmuan yang telah didapatkan selama perkuliahan di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS dan juga sebagai syarat kelulusan.
2. Bagi industri khususnya pada bidang pembangkit listrik, penelitian ini dapat dijadikan referensi dalam menentukan excess air yang akan digunakan pada kondisi operasi pembangkit.

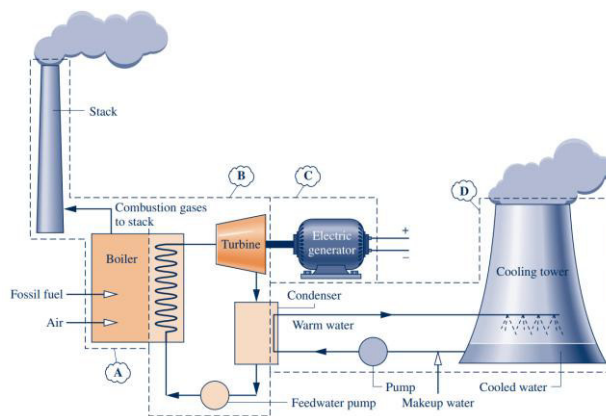
BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan salah satu teknologi *electrical power generation* yang paling dominan, terutama di negara-negara dengan cadangan fossil fuel melimpah seperti batu bara. Sistem ini memiliki karakteristik yang rumit dan dapat dirancang untuk menghasilkan daya listrik skala besar dengan kapasitas mencapai 1000 MW per unit.

Sistem pembangkit listrik tenaga uap mengikuti prinsip Rankine Cycle, di mana air dipanaskan melalui proses heat transfer hasil pembakaran bahan bakar di dalam boiler hingga berubah fase menjadi superheated steam. Uap bertekanan dan bersuhu tinggi tersebut kemudian dialirkan untuk memasuki turbine, di mana energi termal dari uap dikonversi menjadi energi mekanik untuk memutar poros turbine yang telah terhubung dengan generator guna menghasilkan energi listrik (Jalovaara et al., 2018).

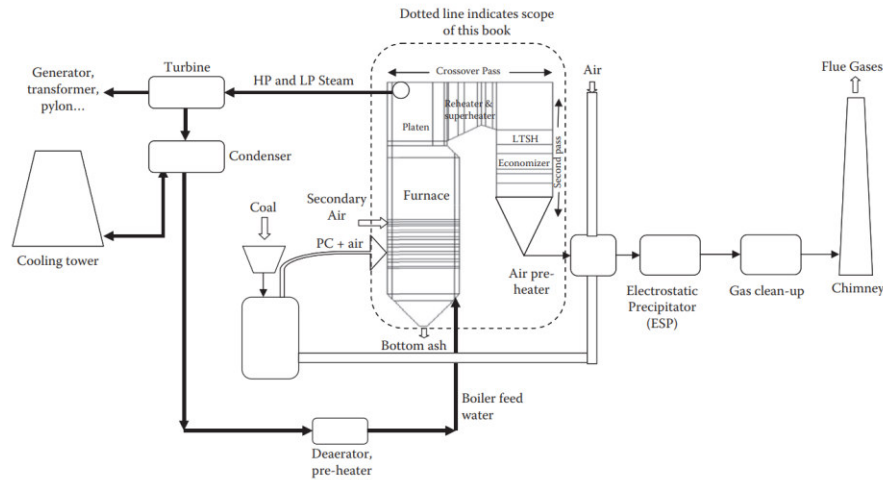


Gambar 2.1 Skema Simplifikasi PLTU

Sumber : (Moran et al., 2014)

2.2 Pulverized Coal Boiler

2.2.1 Prinsip Dasar Pulverized Coal Boiler



Gambar 2.2 Diagram Cara Kerja Boiler

Sumber : (Ranade & Gupta, 2014)

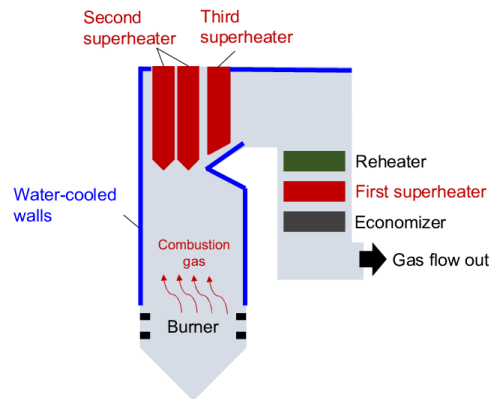
Pulverised coal merupakan jenis teknologi yang umum digunakan dalam pembangkitan listrik skala besar (utility-scale power generation) di seluruh dunia. Mekanisme utamanya melibatkan penggilingan batu bara menjadi partikel halus (~100 mikron) yang kemudian diinjeksikan bersama heated combustion air melalui burners ke dalam furnace. Partikel-partikel ini kemudian akan terbakar dan melepaskan panas yang ditransfer ke uap melalui tube-tube yang ada di dalam boiler.

Berdasarkan konfigurasi burner arrangement, unit PC boilers dapat diklasifikasikan menjadi tiga tipe utama, yaitu horizontally fired, tangentially fired, dan down-shot boilers. Pada sistem horizontally fired, burners diletakkan pada satu atau dua dinding yang berlawanan untuk menciptakan high-turbulence swirl guna meningkatkan efisiensi pembakaran. Sementara itu, tangentially fired boilers menempatkan burners pada setiap sudut furnace untuk membentuk satu zona pembakaran silindris terpusat, sehingga pengaturan secondary air menjadi kurang sensitif dibandingkan tipe lainnya.

Teknologi pulverized coal boiler memiliki persyaratan bahan bakar yang jauh lebih ketat dibandingkan sistem grate atau fluidised-bed boilers, terutama dalam aspek particle size dan moisture content. Kebutuhan energi yang tinggi pada proses drying dan milling menjadi tantangan tersendiri karena dapat mereduksi overall efficiency dari unit pembangkit. Dalam operasionalnya, sistem ini bekerja pada combustion temperature yang mencapai 1300-1700°C dengan residence time sekitar 1-2 detik guna memastikan burnout yang optimal. Namun, suhu tinggi tersebut berdampak pada peningkatan emisi NO dan NO₂, sehingga diperlukan penggunaan low-NO_x burners dengan air ratio berkisar 0.85-0.95 serta sistem over-fire air sebagai langkah pengendalian emisi primer. Terlepas dari kendala operasional tersebut, PC combustion tetap diunggulkan dalam industri karena memiliki reliability yang tinggi, kemampuan load following yang baik, serta

skalabilitas kapasitas yang sangat besar hingga melampaui 1000 MW (Hurskainen & Vainikka, 2016).

2.2.2 Superheater



Gambar 2.3 Heating Parts Pada Boiler

Sumber : (Kajima et al., 2023)

Superheater merupakan salah satu elemen paling kritis dalam instalasi boiler. Karena letaknya yang berada di zona bersuhu tinggi, komponen ini menghasilkan temperatur uap yang mendekati nilai tertinggi yang diizinkan oleh batasan metalurgi. Proses superheating ini meningkatkan temperatur rata-rata pasokan panas, sehingga meningkatkan ideal cycle efficiency.

Secara desain, superheater ditempatkan di atas barisan water tubes pada bagian belakang permukaan radiant heating untuk melindunginya dari paparan langsung api pembakaran dan temperatur yang terlalu ekstrem. Mekanisme utama perpindahan panas antara gas buang (flue gas) dan tabung-tabung convection superheater adalah secara konveksi (Sarkar, 2015).

2.3 Batu Bara

Batu bara merupakan material heterogen yang kandungan utamanya terdiri dari fossilized carbon yang berasal dari material organik yang terakumulasi di daerah dataran rendah. Material organik ini umumnya berasal dari vegetasi seperti pepohonan, tanaman, daun, akar, dahan, polen, serta spora. Seiring dengan terakumulasinya material tersebut dalam lingkungan yang jenuh (saturated environment), vegetasi yang mengalami pembusukan sebagian akan mengendap di dasar rawa dan bertransformasi menjadi peat (Groppo, 2017).

2.3.1 Jenis Batu Bara

Berbagai jenis batu bara muncul karena adanya perbedaan pada jenis material tanaman, tingkat pembatubaraan (coal rank), serta rentang pengotor (coal grade). Klasifikasi yang paling umum digunakan adalah coal rank, yang merujuk pada tingkat *coalification* atau maturitas yang telah dialami oleh materi organik. Berdasarkan peningkatan usia dan maturitasnya, jenis-jenis batu bara secara berurutan terdiri dari lignite, sub-bituminous, bituminous, dan anthracite (Rajabipour et al., 2020).



Gambar 2.4 Dari Kiri ke Kanan : peat, lignite, sub-bituminous, bituminous, dan anthracite

Sumber : (Rajabipour et al., 2020)

A. Lignite

Lignite adalah tingkatan coal (batu bara) yang paling rendah. Ini merupakan peat (gambut) yang telah bertransformasi menjadi batuan, dan batuan tersebut adalah brown-black coal. Lignite memiliki heating value kurang dari 8300 Btu/lb (4614 kcal/kg) dan dibagi lagi menjadi Lignite A dan Lignite B berdasarkan heating value tersebut (Rajabipour et al., 2020).

B. Subbituminous

Subbituminous coal adalah lignite yang telah mengalami peningkatan level organic metamorphism. Ia memiliki heating value sebesar 8300-11500 Btu/lb (4614-6393 kcal/kg) dan dibagi lagi menjadi grup Subbituminous A, Subbituminous B, dan Subbituminous C berdasarkan heating value tersebut (Rajabipour et al., 2020).

C. Bituminous

Bituminous coal adalah bentuk coal yang paling melimpah di dunia. Terdapat lima klasifikasi utama untuk bituminous coal: low volatile, medium volatile, high volatile A, high volatile B, dan high volatile C (Rajabipour et al., 2020).

Bituminous coal kategori low dan medium volatile diklasifikasikan berdasarkan fixed carbon content (69-86 wt%) dan volatile matter (14-31 wt%), sedangkan bituminous coal kategori high volatile A, B, dan C dibagi berdasarkan heating value dari 10500 hingga 14000 Btu/lb (5837 hingga 7783 kcal/kg) (Rajabipour et al., 2020).

D. Anthracite

Anthracite adalah coal yang keras dan berwarna hitam yang terbakar dengan sedikit nyala api dan asap. Ini adalah tingkatan coal tertinggi (highest rank), dengan fixed carbon content sebesar 86-98 wt% dan volatile matter sebesar 2-14 wt%. Anthracite dibagi lagi menjadi semi-anthracite, anthracite, dan meta-anthracite berdasarkan kandungan karbonnya (carbon content) (Rajabipour et al., 2020).

Satu skema klasifikasi yang diterima secara umum ditunjukkan pada Gambar 2.5, menggunakan *fixed carbon*, *volatile matter*, *calorific value*, dan *agglomerating characteristics* untuk menentukan *coal rank* tertentu (ASTM, 2015). Dalam skema ini, fixed carbon dan volatile matter dinyatakan dalam dry mineral matter free basis

(dmmf), sementara calorific value dinyatakan dalam moist mineral-matter-free basis (mmf) (Groppo, 2017).

Coal rank		Fixed carbon	Volatile matter	Gross calorific value		Agglomerating characteristics
		%	%	Btu/lb	MJ/kg	
		dmmf	dmmf	Moisture mmf	Moisture mmf	
Anthracite	Meta-anthracite	≥98%	<2%			Non-agglomerating
	Anthracite	92–98%	2–8%			
	Semianthracite	86–92%	8–14%			
Bituminous	Low-volatile bituminous	78–86%	14–22%			Commonly agglomerating
	Medium-volatile bituminous	69–78%	22–31%			
	High-volatile A Bituminous	<69%	>31%	≥14,000	≥32.557	
	High-volatile B Bituminous	<69%	>31%	13,000–14,000	30.232–32.557	
	High-volatile C Bituminous	<69%	>31%	11,500–13,000	26.743–30.232	
	High-volatile C Bituminous		>31%	10,500–11,500	24.418–26.743	Agglomerating
Subbituminous	Subbituminous A			10,500–11,500	24.418–26.743	
	Subbituminous B			9500–10,500	22.09–24.418	
	Subbituminous C			8300–9500	19.30–22.09	
Lignite	Lignite A			6300–8300	14.65–19.30	Nonagglomerating
	Lignite B			<6300	<14.65	

Gambar 2.5 Klasifikasi Batubara Berdasarkan Rank

Sumber : (ASTM D388-12, 2015)

Klasifikasi spesifik coal rank bervariasi antar negara, namun secara umum, pembentukannya dimulai dengan peat dan secara berurutan berlanjut menjadi lignite, subbituminous coal, bituminous coal, dan anthracite. Seiring berjalannya proses ini, beberapa transformasi komposisi penting terjadi. Seperti, carbon content meningkat seiring dengan tingkatan batu bara, karena volatile matter diubah menjadi karbon, sehingga volatile matter menurun seiring dengan kenaikan peringkat.

Perubahan penting lainnya adalah moisture content menurun seiring dengan kenaikan peringkat. Moisture ini bukanlah air permukaan, melainkan kelembapan di dalam struktur kimia batu bara itu sendiri. Moisture content sangat penting ketika mempertimbangkan thermal properties dari batu bara, karena moisture content yang lebih tinggi menghasilkan heating value (LHV) yang lebih rendah (Groppo, 2017).

2.3.2 Kualitas Batu Bara

Untuk menjaga performa pembangkit, kualitas batu bara wajib diuji agar memenuhi kriteria teknis. Kehadiran kadar air dan abu yang tinggi dapat secara langsung mengurangi calorific value. Oleh karena itu, perlu dilakukan analisis untuk menentukan apakah suatu jenis batu bara layak digunakan pada sistem pembakaran boiler.

A. Proximate Analysis

Proximate analysis adalah metode yang sering digunakan untuk mengarakterisasi batu bara. Proximate analysis pada umumnya mencakup kandungan moisture, ash, volatile matter, dan fixed carbon dalam batu bara. Analisa ini penting karena dapat menentukan potensial bahan bakar untuk operasi boiler pembangkit listrik (Amjed et al., 2018).

	As Received Base	Dry Air Free (daf) Base	Dry Base
Total Moisture, %	9.06	-	-
Analytical Moisture, %	-	3.91	-
Ash, %	57.60	60.86	63.34
Volatile Matter, %	19.77	20.89	21.74
Total Sulfur, %	1.33	1.40	1.46
Gross Calorific Value, kcal/kg	1816	1919	1997
Net Calorific Value, kcal/kg	1678	1806	1903

Gambar 2.6 Proximate Analysis Sampel Batu Bara

Sumber : (Ucurum et al., 2009)

Kandungan moisture memengaruhi nilai energi dari batu bara karena peningkatan pada kandungan moisture menurunkan calorific value dari batu bara tersebut. Kandungan ash merepresentasikan tumpukan material mineral setelah karbon, oksigen, sulfur, dan air dihilangkan selama proses pembakaran.

Volatile matter mengacu pada komponen batu bara (kecuali moisture) yang dilepaskan pada suhu tinggi tanpa adanya udara. Kandungan ini menentukan combustible ability (kemampuan bakar) dari sampel batu bara.

Fixed carbon content dari batu bara adalah karbon yang ditemukan dalam material yang tersisa setelah volatile matter dihilangkan. Nilai fixed carbon content ini sangat berguna ketika kita membandingkan berbagai kualitas batu bara yang berbeda.

B. Ultimate Analysis

Ultimate analysis merupakan metode pengujian untuk menentukan komposisi elemen kimia penyusun batu bara. Analisis ini mengukur kadar carbon (C), hydrogen (H), nitrogen (N), dan sulfur (S) melalui identifikasi emisi gas yang dihasilkan dari proses pembakaran sempurna. Selain itu, kadar ash ditentukan dari sisa material padat, sementara kandungan oxygen (O) dihitung dengan mengurangi total persentase elemen lain dari berat sampel keseluruhan (ASTM International, 2024).

No	Sample	Carbon	Hydrogen	Nitrogen	Sulfur	Oxygen
1	SUM-01	67.04	5.72	1.24	0.19	24.11
2	SUM-02	55.66	6.60	0.79	0.53	34.27
3	KAL-01	64.41	5.78	1.26	0.66	25.90
4	KAL-02	46.99	6.42	0.77	0.07	42.68
5	KAL-03	59.60	5.94	1.25	0.11	29.82
6	KAL-04	61.67	6.07	1.13	0.08	28.65
7	SUL-01	56.86	5.62	0.61	1.51	26.14
8	SUL-02	53.31	5.18	0.59	1.47	21.66
9	SUL-03	42.43	5.17	0.65	2.53	21.75
10	PAP-01	56.27	5.3	1.17	0.13	33.77

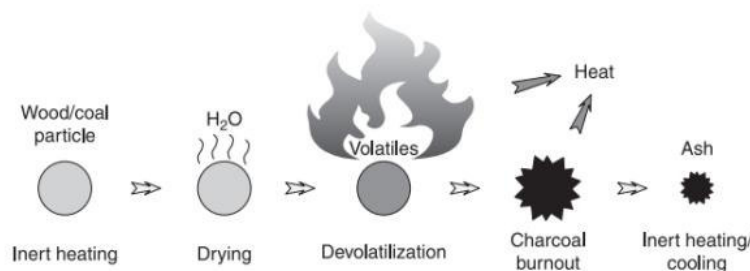
Gambar 2.7 Ultimate Analysis Sampel Batu Bara

Sumber : (Wulandari et al., 2019)

2.4 Pembakaran Batu Bara

Batu bara merupakan bahan bakar fosil yang terbentuk dari dekomposisi parsial tanaman purba selama ratusan juta tahun di bawah tekanan dan temperatur tinggi. Secara komposisi, batu bara bersifat inhomogen dan tersusun atas combustible organic matter, mineral matter, dan moisture. Untuk keperluan pembakaran, batu bara diklasifikasikan menjadi empat jenis utama, yaitu lignite, sub-bituminous, bituminous, dan anthracite, yang masing-masing memiliki karakteristik volatile content, moisture content, dan heating value yang berbeda-beda.

2.4.1 Proses Pembakaran Batu Bara



Gambar 2.8 Rute dasar pembakaran bahan bakar padat
Sumber : (Rosendahl, 2013)

Ketika batu bara dipanaskan, organic matter di dalamnya mengalami pyrolysis dan melepaskan volatile matter. Padatan yang tersisa merupakan campuran karbon dan mineral matter yang disebut sebagai char. Proses pembakaran batu bara pada dasarnya merupakan pembakaran karbon beserta volatile matter tersebut. Terdapat tiga tahap utama dalam proses pembakaran batu bara, yaitu: (1) pelepasan volatile matter akibat pemanasan batu bara (devolatilization), (2) pembakaran volatile matter yang telah dilepaskan, dan (3) pembakaran char yang tersisa. Bergantung pada kondisi pembakaran yang spesifik, proses pembakaran volatile matter dan char dapat berlangsung secara bersamaan (simultaneous), berurutan (sequential), maupun dengan sedikit tumpang tindih (overlapping) (Shen, 2009.).

Temperatur terendah di mana batu bara dapat dinyalakan disebut sebagai ignition temperature. Ignition temperature untuk jenis batu bara tertentu bersifat variabel tergantung kondisi karena kompleksitas proses ignition. Secara umum, ignition temperature batu bara mengacu pada temperatur yang memicu pelepasan volatile matter, sehingga batu bara dengan volatile content lebih tinggi memiliki initial volatile-releasing temperature yang lebih rendah dan lebih mudah terbakar. Ignition temperature untuk masing-masing jenis batu bara disajikan pada Tabel 2.1 berikut.

Tabel 2.1 Ignition temperature berbagai jenis batu bara
Sumber : (Shen, 2009)

Coal Type	Ignition Temperature (°C)	Volatile Initial Release Temperature (°C)
Lignite	250–450	130–170
Bituminous	400–500	200–300
Anthracite	700–800	380–400

2.4.2 Devolatilization dan Volatile Combustion

Tahap devolatilization dimulai ketika batu bara dipanaskan. Pada tahap awal, moisture yang terkandung dalam batu bara akan menguap seiring meningkatnya temperatur. Ketika temperatur terus meningkat, gas-gas dan substansi tar berat mulai terlepas. Kandungan volatile matter ini bervariasi bergantung pada jenis batu bara dan kualitasnya. Durasi devolatilization dapat berlangsung dari beberapa milidetik hingga beberapa menit tergantung pada ukuran partikel, jenis, dan kondisi temperatur batu bara (Shen, 2009.).

Tabel 2.2 Reaksi 2.4.2 Devolatilization dan Volatile Combustion
Sumber : (Jin, 2023)

Reaksi	Kategori
$\text{Coal (raw)} \xrightarrow{\text{heat}} C_xH_yO_zN_wS_v + \text{Char}$	Devolatilization
$C_xH_yO_uN_wS_v + O_2 \rightarrow CO + H_2O + N_2$	Partial oxidation of volatiles
$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$	CO burnout
$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$	Water-gas shift reaction
$H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$	H ₂ burnout

Produk-produk hasil devolatilization seperti tar dan hydrocarbon gases bersifat combustible. Senyawa-senyawa ini bereaksi dengan oksigen di sekitar partikel batu bara dan membentuk *bright diffusion flames*. Reaksi-reaksi yang terjadi selama devolatilization dan volatile combustion sangat kompleks sehingga pembahasannya melampaui cakupan tulisan ini (Shen, 2009.).

2.4.3 Char Combustion

Setelah devolatilization selesai, residual char particles yang tersisa kaya akan karbon dan mengandung sebagian besar mineral matter dari batu bara asal, beserta sisa nitrogen dan sulfur. Partikel char umumnya berbentuk sferis (terutama untuk partikel kecil), sangat berpori, dan memiliki banyak retakan akibat escape of gaseous products dan thermal stress selama devolatilization (Shen, 2009.).

Tabel 2.3 Reaksi 2.4.2 Reaksi Char Combustion
Sumber : (Jin, 2023)

Reaksi	Kategori
Heterogeneous (char + gas)	$C + O_2 \rightarrow CO_2$
	$C + 0.5O_2 \rightarrow CO$
	$C + CO_2 \rightarrow 2CO$
	$C + H_2O \rightarrow CO + H_2$
(homogeneous)	$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$

Reaksi pembakaran char dengan oksigen merupakan reaksi heterogen gas-padat (*gas-solid heterogeneous reaction*). Gaseous oxygen berdifusi menuju dan masuk ke dalam partikel char, terserap, lalu bereaksi pada permukaan pori partikel tersebut. Proses heterogen ini jauh lebih lambat dibandingkan proses devolatilization, dan dapat membutuhkan waktu dari beberapa detik hingga beberapa menit atau lebih. Laju reaksi ini dipengaruhi oleh jenis batu bara, temperatur, tekanan, karakteristik char (ukuran dan luas permukaan), serta konsentrasi oksidan.

2.4.4 Excess Air

Excess air adalah Suplai udara berlebih atau di atas kebutuhan stoikiometrik yang diinjeksikan ke dalam boiler. Nilai excess air ini mempengaruhi combustion stability, flue gas temperature, boiler efficiency, dan pembentukan pollutant. Excess air yang terlalu besar tidak diinginkan karena menurunkan flame temperature dan meningkatkan heat loss akibat enthalpy flue gas kering. Sebaliknya, excess air yang terlalu rendah dapat menyebabkan incomplete combustion, pembentukan CO, soot, dan smoke, serta akumulasi unburnt fuel yang berpotensi menyebabkan ledakan. (Wang et al., 2022).

2.4.5 Air Fuel Ratio

Air-Fuel Ratio (AFR) didefinisikan sebagai rasio massa udara terhadap massa bahan bakar yang disuplai dalam proses pembakaran. Dalam analisis pembakaran batu bara, terdapat dua besaran AFR yang perlu dibedakan, yaitu AFR stoikiometri (AFR_{st}) dan AFR aktual (AFR_{act}). (Liu et al., 2020).

AFR_{st} merupakan jumlah udara minimum yang secara teoritis dibutuhkan untuk membakar seluruh elemen *combustible* dalam bahan bakar hingga habis, tanpa oksigen yang tersisa maupun kekurangan. Nilai ini diturunkan dari *ultimate analysis* batu bara dengan menghitung kebutuhan oksigen masing-masing elemen combustible menggunakan pendekatan rasio *atomic weight* (Ar). Berdasarkan reaksi pembakaran sempurna, karbon (C) membutuhkan $Ar_{O_2}/Ar_C = 32/12 = 2,667\text{kg } O_2$ per kg C melalui reaksi $C + O_2 \rightarrow CO_2$; hidrogen (H) membutuhkan $Ar_{0.5O_2}/Ar_{H_2} = 16/2 = 8\text{kg } O_2$ per kg H₂ melalui reaksi $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$; dan sulfur (S) membutuhkan $Ar_{O_2}/Ar_S = 32/32 = 1\text{kg } O_2$ per kg S melalui reaksi $S + O_2 \rightarrow SO_2$. Oksigen yang sudah terkandung di dalam bahan bakar diperhitungkan sebagai pengurang kebutuhan oksigen eksternal. Dengan mempertimbangkan komposisi udara kering dimana kandungan O₂ secara massa adalah sebesar 23,2%, maka AFR_{st} diformulasikan sebagai berikut (Liu et al., 2020):

$$AFR_{st} = \frac{\%udara}{\%oksigen} \times \frac{(\frac{Ar_{O_2}}{Ar_C} \times \%wt C) + (\frac{Ar_{0.5O_2}}{Ar_{H_2}} \times \%wt H) + (\frac{Ar_{O_2}}{Ar_S} \times \%wt S) + (\frac{Ar_{O_2}}{Ar_{O_2}} \times \%wt O_2)}{100}$$

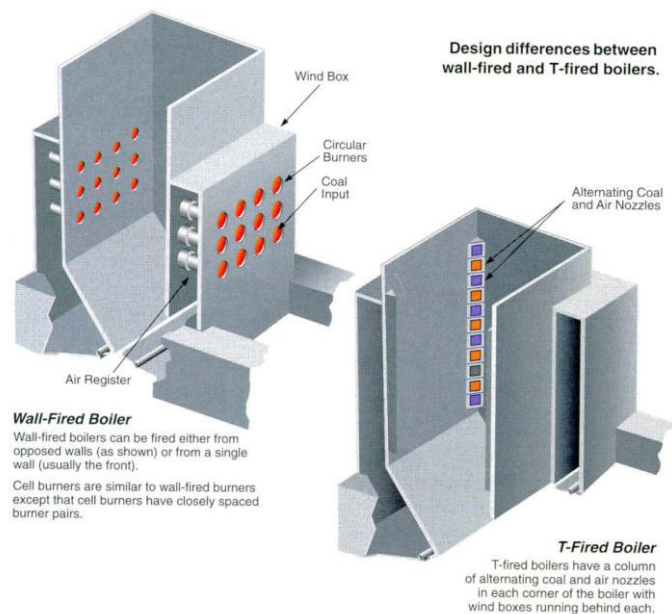
di mana $\%udara/\%oksigen$ adalah faktor konversi kebutuhan O₂ menjadi kebutuhan udara ($100/23,2 \approx 4,31$), serta $\%wt C$, $\%wt H$, $\%wt S$, dan $\%wt O_2$ merupakan kadar masing-masing elemen berdasarkan *ultimate analysis* batu bara.

Dalam kondisi operasi aktual boiler, udara yang disuplai selalu melebihi nilai stoikiometri untuk mengkompensasi ketidaksempurnaan *mixing* antara bahan bakar dan udara di dalam furnace (Wang et al., 2022). Kelebihan udara ini dinyatakan sebagai *excess air* dalam satuan persentase terhadap AFR_{st} . Dengan demikian, AFR_{act} diformulasikan sebagai berikut:

$$AFR_{act} = \frac{(100\% + \%excess\ air) \times AFR_{st}}{100}$$

di mana $\%excess\ air$ merupakan persentase kelebihan udara yang divariasikan pada setiap kasus simulasi. Persamaan ini menunjukkan bahwa semakin besar *excess air*, semakin besar pula laju aliran massa udara total yang masuk ke furnace, yang selanjutnya mempengaruhi karakteristik *combustion* dan distribusi temperature di dalam boiler.

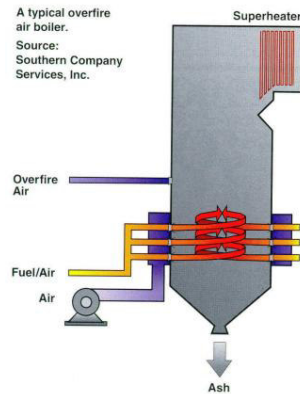
2.5 Konfigurasi Burner pada Pulverized Coal Boiler



Gambar 2.9 Konfigurasi Burner Wall fired dan T-Fired
Sumber : (Teir, 2003)

Pada *pulverized coal-fired boiler*, konfigurasi burner menentukan pola aliran, pencampuran bahan bakar dan udara, serta distribusi temperatur di dalam furnace. Secara umum, terdapat dua konfigurasi utama yang digunakan pada boiler skala besar, yaitu *wall-fired* dan *tangentially fired (corner-fired)*.

2.5.1 Wall-Fired Boiler

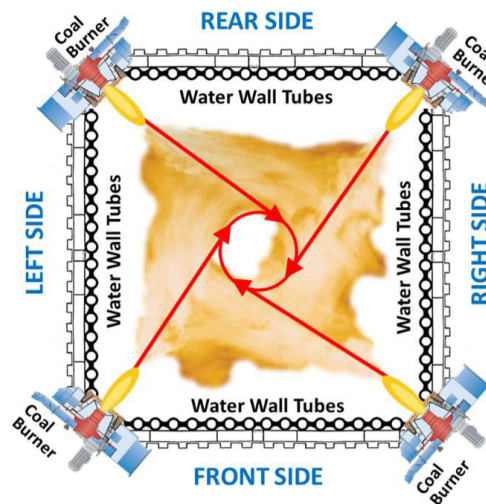


Gambar 2.10 Konfigurasi Burner Wall fired Dengan Overfire Air
Sumber : (Teir, 2003)

Pada konfigurasi wall-fired, burner dipasang langsung pada dinding furnace, baik pada satu dinding (single wall-fired) maupun pada dua dinding yang saling berhadapan (opposed wall-fired atau face-fired). Pada konfigurasi opposed wall-fired yang paling umum digunakan untuk boiler besar, burner disusun dalam beberapa baris (elevation) pada dinding depan dan dinding belakang furnace secara simetris. Setiap burner menghasilkan nyala api (flame) yang diarahkan secara horizontal ke tengah furnace, sehingga flame dari kedua sisi saling bertemu di bagian tengah (Teir, 2003).

Keunggulan utama konfigurasi ini adalah fleksibilitas operasi yang tinggi, karena setiap burner dapat dioperasikan secara independen sehingga pengaturan beban (*load control*) menjadi lebih mudah. Selain itu, distribusi heat flux pada waterwall relatif seragam. Namun demikian, konfigurasi *wall-fired* memerlukan desain burner yang lebih canggih untuk memastikan pencampuran bahan bakar dan udara yang baik dalam waktu singkat, karena tidak ada efek pusaran skala besar yang membantu proses mixing seperti pada konfigurasi tangential (Teir, 2003).

2.5.2 Tangentially Fired Boiler



Gambar 2.11 Konfigurasi Burner Tangentially Fired Membentuk Vortex
Sumber : (Teir, 2003)

Pada konfigurasi *tangentially fired* (sering disebut *corner-fired*), burner tidak diarahkan langsung ke pusat furnace, melainkan diarahkan secara tangensial terhadap sebuah lingkaran imajiner kecil (*imaginary firing circle*) di bagian tengah furnace. Burner ditempatkan di keempat sudut (*corner*) furnace dan disusun secara vertikal dalam beberapa elevasi, membentuk susunan *windbox* di tiap sudut. (Teir, 2003).

Prinsip utama konfigurasi ini adalah pembentukan pusaran api besar (*fireball* atau *vortex*) yang berputar di tengah furnace. Jet-jet dari keempat sudut saling bertemu secara tangensial dan menghasilkan efek swirl pada skala seluruh furnace. Efek ini memberikan beberapa keunggulan, antara lain:

- **Pencampuran yang intensif:** Turbulensi akibat pusaran skala besar meningkatkan kontak antara partikel batu bara, volatile matter, dan udara pembakaran, sehingga combustion efficiency menjadi tinggi.
- **Distribusi temperatur yang merata:** Pusaran fireball menghasilkan distribusi temperatur yang relatif homogen di seluruh penampang furnace.
- **Stabilitas nyala api yang baik:** Setiap jet secara kontinu memanaskan jet berikutnya, sehingga nyala api lebih stabil bahkan pada beban rendah.
- **Fleksibilitas terhadap jenis batu bara:** Intensitas pencampuran yang tinggi membuat konfigurasi ini lebih toleran terhadap variasi kualitas batu bara.

Pada konfigurasi *tangentially fired*, pasokan udara pembakaran dibagi menjadi beberapa aliran, yaitu *Primary Air* (PA) yang membawa partikel batu bara dari *pulverizer* ke burner, *Secondary Air* (SA) yang disemprotkan dari *windbox* di sekitar burner untuk menyuplai udara pembakaran utama, serta *Overfire Air* (OFA) yang diinjeksikan di elevasi lebih tinggi di atas zona burner utama. Penambahan OFA berfungsi untuk menciptakan kondisi *air-staged combustion*, di mana zona pembakaran utama beroperasi dalam kondisi *fuel-rich* (kekurangan udara) sehingga pembentukan NO_x dapat ditekan, kemudian udara sisa disuplai melalui OFA untuk menyempurnakan pembakaran di bagian atas furnace. (Teir, 2003).

2.6 Prinsip Perpindahan Panas

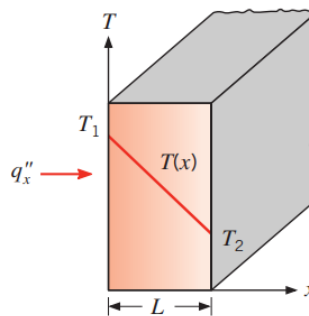
Perpindahan panas (heat transfer) merupakan perpindahan energi termal yang terjadi akibat adanya perbedaan temperatur antara dua sistem atau antara suatu sistem dengan lingkungannya. Terdapat tiga mekanisme perpindahan panas yang bekerja di dalam boiler, yaitu konduksi (conduction), konveksi (convection), dan radiasi (radiation). Ketiga mekanisme ini pada umumnya tidak bekerja secara terpisah, melainkan terjadi secara bersamaan dengan kontribusi yang bervariasi tergantung pada zona dan kondisi operasi boiler.

Pada zona furnace yang bertemperatur sangat tinggi, radiasi menjadi mekanisme dominan dalam perpindahan panas dari flame dan flue gas menuju waterwall. Sementara itu, pada zona convective pass di mana heating surfaces seperti superheater, reheater, dan

economizer berada, mekanisme konveksi menjadi yang paling signifikan, meskipun radiasi dari flue gas tetap berkontribusi. Perpindahan panas secara konduksi berperan dalam proses penetrasi panas menembus dinding tube menuju fluida kerja di dalamnya.

2.6.1 Konduksi

Konduksi adalah mekanisme transfer energi antar partikel tanpa disertai perpindahan fisik partikel itu sendiri. Mekanisme ini terjadi ketika panas berpindah dari satu benda ke benda lain melalui interaksi langsung antar molekul dalam material, baik berupa solid maupun fluida. Partikel-partikel dalam material tersebut saling berinteraksi dan bervibrasi satu sama lain, di mana partikel dengan energi termal tinggi akan bergerak lebih cepat dan mentransfer sebagian energinya ke partikel di sekitarnya yang memiliki energi lebih rendah. Hasilnya, panas mengalir secara kontinu dari region bertemperatur tinggi menuju region bertemperatur lebih rendah dalam material yang sama (Incropera, 2011).



Gambar 2.12 Konduksi Satu Dimensi

Sumber : (Incropera, 2011)

Proses perpindahan panas konduksi dapat dikuantifikasi menggunakan rate equation yang sesuai. Persamaan-persamaan ini dapat digunakan untuk menghitung jumlah energi yang ditransfer per satuan waktu. Untuk perpindahan panas secara konduksi, rate equation yang digunakan dikenal sebagai Hukum Fourier (Incropera, 2011). Untuk one-dimensional plane wall seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.12, dengan temperature distribution $T(x)$, rate equation dinyatakan sebagai :

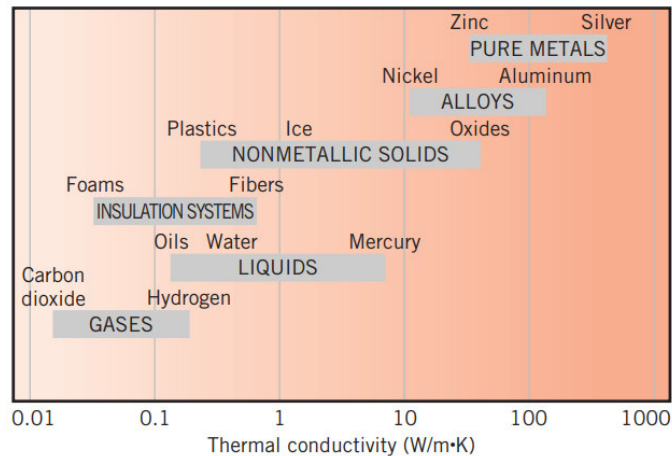
$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

Di mana :

q_x'' = Perpindahan panas konduksi (W/m²)

k = Konduktivitas termal (W/m.K)

dT/dx = Gradien temperature sepanjang X (C/m)



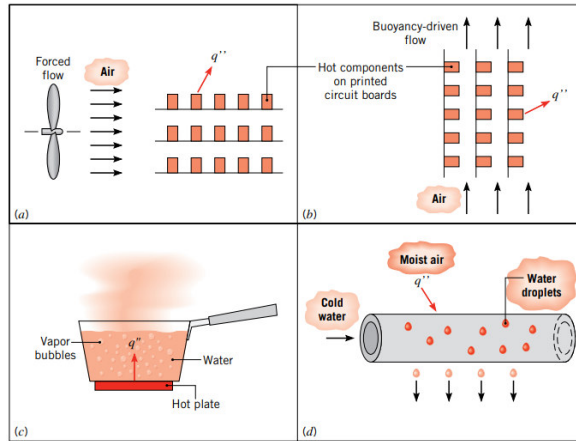
Gambar 2.13 Konduktivitas Termal Material
Sumber : (Incropera, 2011)

Material yang berfungsi sebagai konduktor termal yang baik mampu mentransfer thermal energy dengan efisien, sementara material yang bersifat sebagai konduktor termal yang buruk atau thermal insulator memiliki kemampuan yang jauh lebih terbatas dalam hal tersebut. Di samping perbedaan kemampuan menghantarkan panas, kedua jenis material ini juga dibedakan oleh nilai thermal conductivity-nya masing-masing. Nilai thermal conductivity ini bersifat khas untuk setiap material, artinya setiap jenis material memiliki nilai yang unik dan berbeda satu sama lain. Secara garis besar, thermal conductivity berbagai jenis material ditunjukkan pada gambar 2.13.

2.6.2 Konveksi

Konveksi adalah mekanisme perpindahan panas yang terjadi antara permukaan solid dengan fluida yang bergerak di atasnya. Mekanisme ini melibatkan dua proses secara simultan, yaitu diffusion (pergerakan acak molekul fluida) dan advection (pergerakan bulk fluida akibat gaya eksternal atau buoyancy). Berdasarkan penyebab pergerakan fluidanya, convection dibedakan menjadi dua jenis:

- **Forced convection** → pergerakan fluida disebabkan oleh gaya eksternal, seperti fan, pump, atau blower.
- **Free (natural) convection** → pergerakan fluida terjadi secara alami akibat perbedaan densitas yang disebabkan oleh perbedaan temperatur dalam fluida.



Gambar 2.14 Perpindahan panas Konveksi

Sumber : (Incropera, 2011)

Persamaan dasar heat transfer secara convection dinyatakan sebagai Newton's Law of Cooling:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.2)$$

Di mana :

q'' = Perpindahan panas konduksi (W/m²)

h = Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².K)

dT/dx = Gradien temperature sepanjang X (C/m)

T_s = Temperatur permukaan (C)

T_∞ = Temperatur fluida di luar boundary layer (C)

Dalam analisis convection, digunakan sejumlah dimensionless number yang berfungsi untuk menggeneralisasi hasil perhitungan agar dapat diterapkan pada berbagai kondisi dan skala sistem yang berbeda. Beberapa dimensionless tersebut antara lain yaitu Reynold number (Re), Prandtl number (Pr), dan Nusselt number (Nu).

A. Reynold Number

Reynolds number (Re) menyatakan rasio antara inertia force terhadap viscous force dalam fluida, dan digunakan sebagai indikator apakah aliran bersifat laminar atau turbulent. Nilai Re yang tinggi menunjukkan dominasi inertia force sehingga aliran cenderung turbulent, sedangkan nilai Re yang rendah menunjukkan dominasi viscous force sehingga aliran bersifat laminar. Reynold number dapat dirumuskan sebagai :

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \dots \dots \dots (2.3)$$

B. Prandtl Number (Pr)

Prandtl number (Pr) menyatakan rasio antara momentum diffusivity terhadap thermal diffusivity fluida, dan merupakan properti murni dari fluida itu sendiri. Nilai Pr memberikan informasi mengenai ketebalan relatif antara velocity boundary layer dan thermal boundary layer. Prandtl number dapat dirumuskan sebagai :

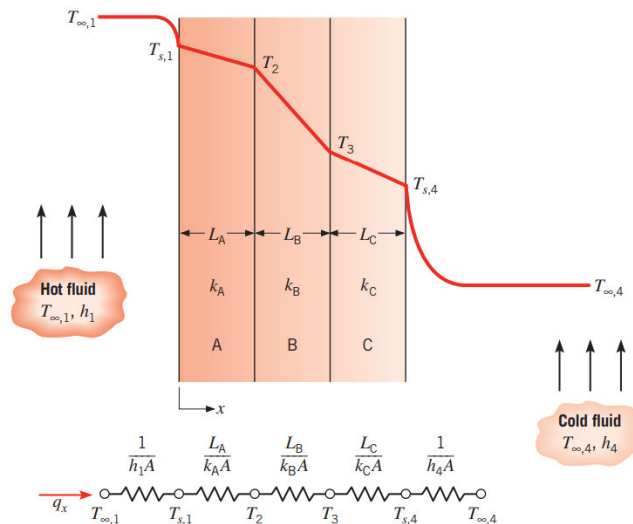
$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \dots \dots \dots (2.4)$$

C. Nusselt Number (Nu)

Nusselt number (Nu) merupakan dimensionless number yang paling krusial dalam analisis convection karena menyatakan rasio antara convective heat transfer terhadap conductive heat transfer pada permukaan. Nilai Nu diperoleh secara empiris melalui korelasi yang merupakan fungsi dari Re dan Pr, dan dari sinilah nilai convection heat transfer coefficient dapat dihitung untuk suatu konfigurasi sistem tertentu. Nusselt number dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{hL}{k} \dots \dots \dots (2.5)$$

2.6.3 Thermal Resistance



Gambar 2.15 Thermal Resistance Pada Composite Wall

Sumber : (Incropera, 2011)

Dalam perpindahan panas, thermal resistance digunakan untuk menyederhanakan analisis perpindahan panas melalui suatu sistem, terutama pada kasus konduksi melalui dinding berlapis (*composite wall*) (Incropera, 2011). Berdasarkan Hukum Fourier, heat flux melalui suatu *plane wall* satu dimensi dinyatakan sebagai:

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.6)$$

Untuk *plane wall* dengan ketebalan L , persamaan ini dapat ditulis ulang dalam bentuk:

$$q_x = \frac{T_1 - T_2}{L/kA} \dots \dots \dots (2.7)$$

Suku L/kA pada persamaan di atas disebut sebagai thermal resistance untuk konduksi ($R_{t,cond}$), yang dinyatakan sebagai:

$$R_{t,cond} = \frac{L}{kA} \dots \dots \dots (2.8)$$

Selain itu, terdapat pula konsep rangkaian thermal resistance. Untuk sistem yang terdiri dari beberapa lapisan material yang disusun secara seri, total thermal resistance adalah:

$$R_{tot} = \sum R_i = R_{conv,1} + R_{conv,2} + \dots + R_{cond,1} + R_{cond,2} + \dots \dots \dots (2.9)$$

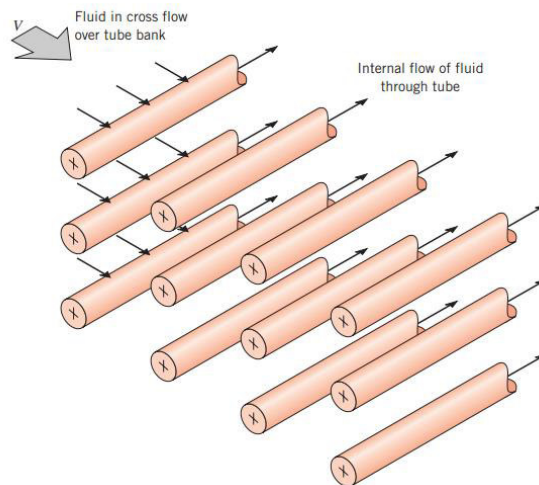
Laju heat transfer total melalui sistem tersebut kemudian dinyatakan sebagai:

$$q = \frac{dT_{overall}}{R_{tot}} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dari sini juga dikenal konsep overall heat transfer coefficient (U), yang merangkum seluruh hambatan dalam satu koefisien:

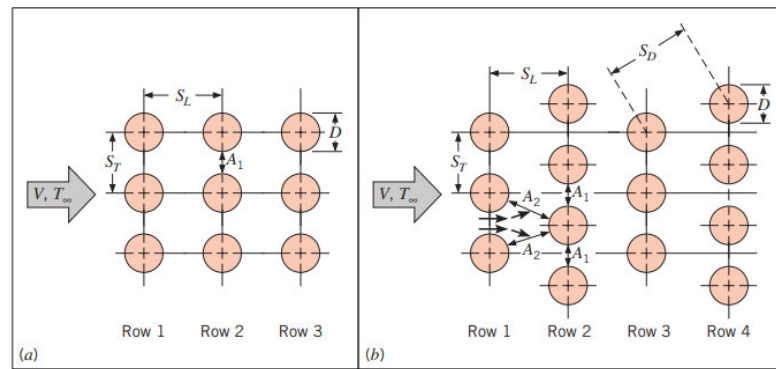
$$q = U \times A \times dT \dots \dots \dots (2.11)$$

2.6.4 Flow Across a Bank of Tubes



Gambar 2.16 Skema Flow Across a Bank of Tubes
Sumber : (Incropera, 2011)

Flow across a bank of tubes adalah kasus yang sangat umum dijumpai, seperti pada shell and tube heat exchanger. Terdapat dua konfigurasi susunan tube yang digunakan yaitu aligned di mana tube disusun sejajar secara lurus dan staggered di mana tube disusun secara selang-seling. Konfigurasi staggered umumnya menghasilkan heat transfer yang lebih baik karena aliran fluida lebih turbulen, namun juga menghasilkan pressure drop yang lebih besar.



Gambar 2.17 Konfigurasi Tube aligned (kiri) dan Staggered (kanan)
Sumber : (Incropera, 2011)

Karena luas penampang aliran menyempit di antara tube, kecepatan fluida akan meningkat. Kecepatan maksimum yang digunakan dalam perhitungan Re adalah:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \dots\dots\dots(2.12)$$

Khusus untuk staggered, perlu dicek apakah maximum velocity terjadi pada diagonal:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \cdot V \dots\dots\dots(2.13)$$

Umumnya, kita ingin mengetahui average heat transfer coefficient untuk keseluruhan tube bank. Zukauskas telah mengusulkan sebuah korelasi dengan bentuk sebagai berikut:

$$Nu_D = C_1 C_2 Re_{max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \\ 0.7 \leq Pr \leq 500 \end{array} \right]$$

Nilai dari C_1 adalah hasil fungsi dari jarak transverse dan longitudinal antar tabung serta nilai dari bilangan reynold maksimum. Nilai C_1 , C_2 dan m dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.4 Konfigurasi Tube aligned (kiri) dan Staggered (kanan)

Conguration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Tabel 2.4 Konfigurasi Tube aligned (kiri) dan Staggered (kanan)
($Re_{D,max} \geq 10^3$) [16]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

2.6.5 Turbulent Flow In Circular Tubes

Flow in a circular tube merupakan kasus *internal flow* yang paling banyak dijumpai dalam aplikasi teknik, seperti pada sistem perpipaan, *boiler*, *heat exchanger*, dan saluran pendingin pada berbagai peralatan industri. Berbeda dengan *external flow*, fluida pada *internal flow* sepenuhnya terkurung di dalam saluran sehingga perkembangan *boundary layer* dibatasi oleh geometri tube dan secara langsung memengaruhi distribusi kecepatan maupun karakteristik *heat transfer* sepanjang saluran.

Dalam menangani *internal flow*, penting untuk memperhatikan panjang *entry region*, yang bergantung pada apakah aliran bersifat laminar atau turbulen. Reynolds number untuk aliran dalam *circular tube* didefinisikan sebagai

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \dots\dots\dots(2.15)$$

Di mana u_m adalah kecepatan rata-rata fluida pada penampang *tube* dan D adalah diameter *tube*. Pada kondisi *fully developed flow*, Reynolds number kritis yang berkaitan dengan awal terjadinya turbulensi adalah 2300.

Untuk *steady, incompressible flow* dalam *tube* dengan luas penampang seragam, $\dot{m}$ dan u_m merupakan konstanta yang tidak bergantung pada x . Untuk aliran dalam *circular tube* ($A_c = \pi D^2/4$), Reynolds number menjadi :

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \dots\dots\dots(2.16)$$

Untuk *fully developed* (secara hidrodinamik dan termal) *turbulent flow* dalam *smooth circular tube*, *local Nusselt number* dapat diperoleh dari persamaan Dittus–Boelter :

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots(2.17)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \lesssim Pr \lesssim 160 \\ Re_D \gtrsim 10,000 \\ \frac{L}{D} \gtrsim 10 \end{array} \right]$$

Di mana $n = 0,4$ untuk kondisi pemanasan ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk kondisi pendinginan ($T_s < T_m$). Persamaan ini telah dikonfirmasi secara eksperimental untuk rentang kondisi tertentu. Persamaan ini dapat digunakan untuk perbedaan temperatur $T_s - T_m$ yang kecil hingga sedang, dengan seluruh properties dievaluasi pada T_m .

2.7 Computational Fluid Dynamics (CFD)

CFD adalah sekumpulan pengetahuan dan teknik untuk menyelesaikan model matematika dari proses aliran (*flow processes*) pada komputer digital. Setiap analisis yang ketat terhadap *flow processes* dimulai dengan penerapan hukum universal konservasi *mass*, *momentum*, dan *energy*. Proses analisis CFD terdiri atas tiga tahapan utama, yaitu *pre-processing*, *solving*, dan *post-processing*. (Ranade & Gupta, 2015).

2.7.1 Pre-Processing

Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal di mana operator menginput permasalahan flow ke dalam program CFD dan mengonversinya ke dalam format yang dapat diproses oleh solver. Aktivitas yang dilakukan pada tahap ini meliputi: (1) pendefinisian geometri domain komputasi, (2) pembangunan grid berupa mesh yang terdiri atas control volume atau elemen, (3) pemilihan model fenomena fisik dan kimia yang sesuai, (4) penetapan properti fluida, serta (5) penentuan boundary condition yang relevan. Solusi permasalahan flow seperti velocity, pressure, temperature, dan besaran lainnya diperoleh pada setiap node di dalam masing-masing sel grid. Secara umum, semakin banyak jumlah sel yang digunakan, semakin tinggi akurasi hasil simulasi yang diperoleh, meskipun hal ini berdampak pada meningkatnya kebutuhan sumber daya komputasi dan waktu pemrosesan.

2.7.2 Solving

Tahap *solving* merupakan tahap inti di mana permasalahan flow diselesaikan secara algoritmik menggunakan perangkat lunak CFD. Secara umum, algoritma numerik pada tahap ini mencakup: (1) integrasi persamaan governing pada seluruh control volume dalam domain komputasi, (2) discretization persamaan integral menjadi sistem persamaan aljabar, serta (3) penyelesaian sistem persamaan aljabar tersebut melalui metode iteratif.

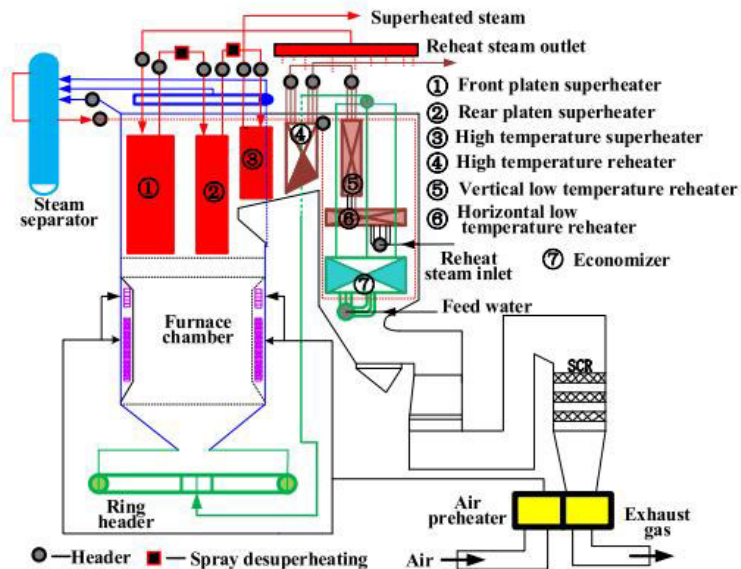
2.7.3 Post-Processing

Tahap post-processing merupakan tahap akhir yang berfungsi untuk menginterpretasikan dan memvisualisasikan hasil perhitungan CFD. Visualisasi yang umum dihasilkan pada tahap ini meliputi tampilan geometri domain dan grid, vector plot, contour plot, surface plot 2D dan 3D, particle tracking, serta animasi pergerakan seperti translasi dan rotasi.

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Mechanism Modeling of Optimal Excess Air Coefficient for Operating in Coal Fired Boiler (Wang et al., 2022)

Yanhong Wang, Xiaoyu Li, Tianqin Mao, Pengfei Hu, Xingcan Li, dan GuanWang pada tahun 2022 mengembangkan model mekanistik untuk menentukan *excess air coefficient* optimal pada operasi *coal-fired boiler* berkapasitas 660 MW. Penelitian ini bertujuan untuk mengungkap mekanisme pengaruh variasi *excess air coefficient* terhadap performa boiler pada berbagai kondisi beban parsial (*partial load*) maupun jenis batubara, yang selama ini masih menjadi permasalahan teknis yang belum terselesaikan secara teoritis. Model dikembangkan menggunakan pendekatan termodinamika berbasis metode keseimbangan energi tidak langsung (*indirect method*) dan ditulis menggunakan bahasa pemrograman C.

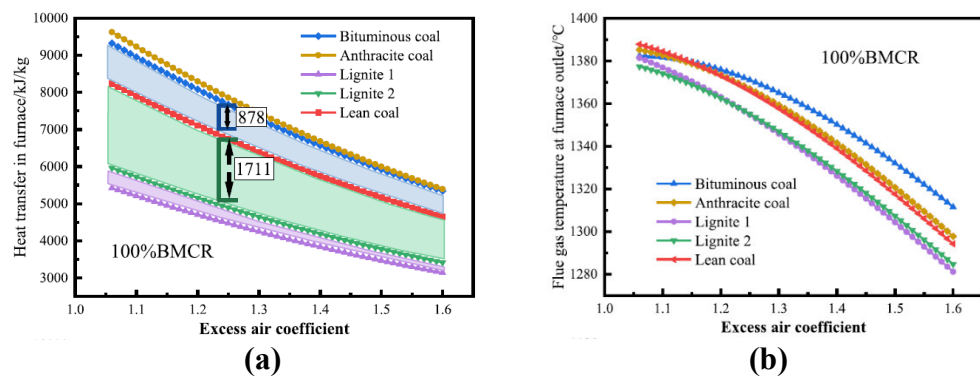


Gambar 2.18 Diagram Boiler 660 MW

Sumber : (Wang, 2022)

Pada kondisi 100% BMCR, Wang dkk. (2022) menganalisis karakteristik *heat transfer* di dalam *furnace* sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2.18(a). Hasil analisis menunjukkan bahwa jumlah *heat transfer* di dalam *furnace* mengalami penurunan seiring meningkatnya *excess air coefficient*. Pada kondisi 100% BMCR, setiap kenaikan *excess air coefficient* sebesar 0,1 menyebabkan penurunan *heat transfer* sebesar 740,78 kJ/kg. Penurunan ini terutama dipengaruhi oleh turunnya

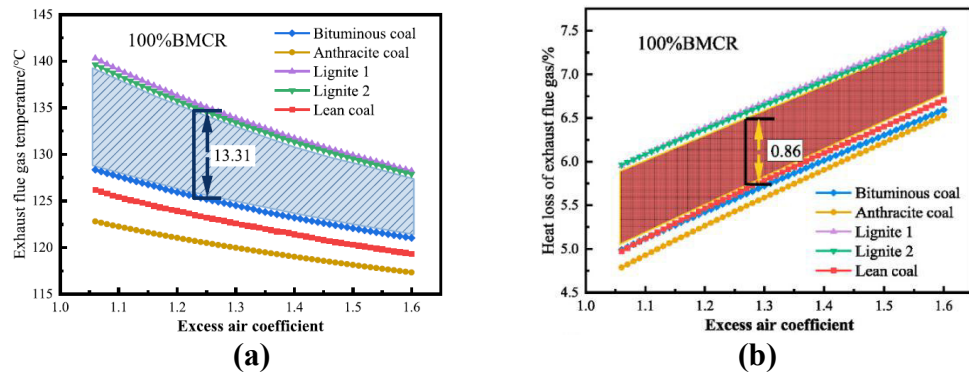
temperatur pembakaran teoritis (*theoretical combustion temperature*). Selisih jumlah *heat transfer* antara batubara jenis *bituminous* (tertinggi) dan *lignite* (terendah) pada *excess air coefficient* yang sama mencapai kisaran 878 kJ/kg. Terkait temperatur flue gas di outlet *furnace* pada kondisi 100% BMCR yang ditunjukkan pada Gambar 2.19(b), tren penurunan terlihat secara signifikan. Setiap kenaikan *excess air coefficient* sebesar 0,1 menyebabkan penurunan temperatur flue gas di outlet *furnace* rata-rata sebesar 12,66°C. Fenomena ini terjadi karena kenaikan *excess air coefficient* memperbesar nilai *Boltzmann characteristic number* (Bo) sekaligus menurunkan *furnace blackness* (ϵ_f), sehingga temperatur pembakaran teoritis turun lebih besar dari perubahan rasio ϵ_f/Bo .



Gambar 2.19 (a) *Heat transfer quantity* dalam *furnace* (b) Temperatur *flue gas* di outlet *furnace*

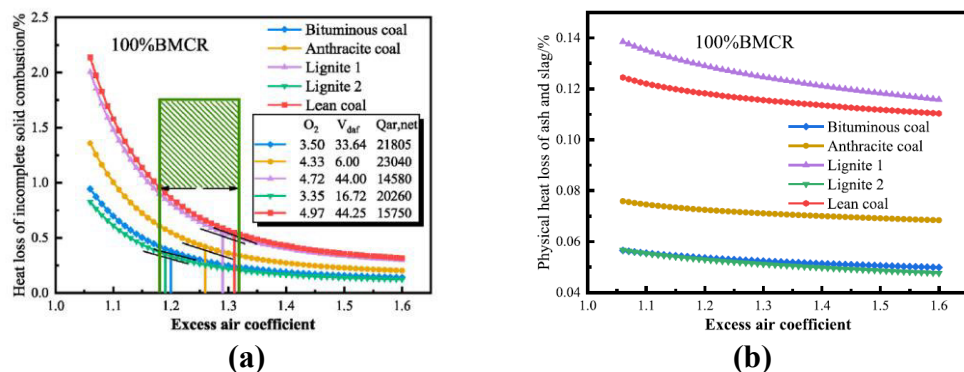
Sumber : (Wang, 2022)

Pengaruh *excess air coefficient* terhadap temperatur flue gas buang (*exhaust flue gas temperature*) pada kondisi 100% BMCR disajikan pada Gambar 2.20(a). Kenaikan *excess air coefficient* meningkatkan kecepatan aliran udara dan flue gas yang melewati *air pre-heater*, peningkatan kecepatan ini memperbesar koefisien *heat transfer*, sehingga temperatur flue gas buang akhirnya menurun. Pada kondisi 100% BMCR, setiap kenaikan *excess air coefficient* sebesar 0,1 menyebabkan penurunan temperatur flue gas buang rata-rata sebesar 1,3°C. Sementara itu, *exhaust heat loss* pada kondisi yang sama ditunjukkan pada Gambar 2.20(b) justru meningkat secara linier. Kondisi ini terjadi karena kenaikan volume flue gas akibat bertambahnya *excess air coefficient* lebih dominan dibandingkan penurunan temperatur flue gas buang. Setiap kenaikan *excess air coefficient* sebesar 0,1 menyebabkan peningkatan *exhaust heat loss* sekitar 6,1%, dengan rentang perubahan pada kondisi 100% BMCR sebesar 0,86%.



Gambar 2.20 (a) *Temperatur exhaust flue gas* (b) *Exhaust heat loss*
Sumber : (Wang, 2022)

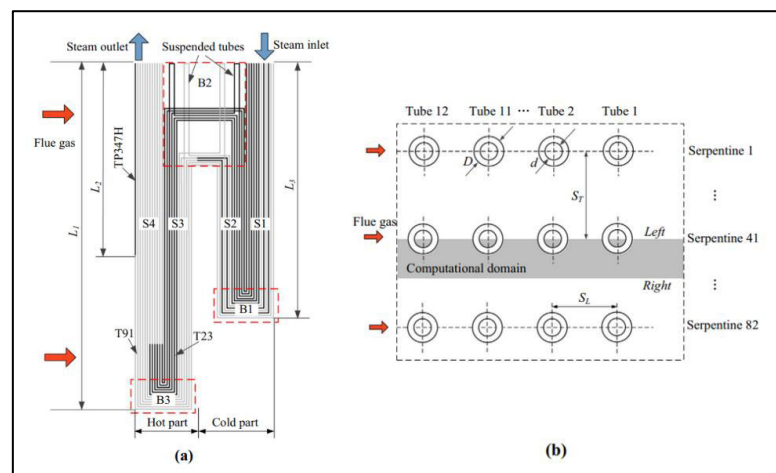
Heat loss akibat pembakaran padat tidak sempurna (*incomplete solid combustion loss*) pada kondisi 100% BMCR ditunjukkan pada Gambar 2.21(a). Berbeda dengan *exhaust heat loss*, komponen kerugian ini menunjukkan tren penurunan tajam pada awal kenaikan *excess air coefficient*, kemudian cenderung melandai. Penurunan ini disebabkan oleh tersedianya oksigen yang lebih dari cukup untuk mempercepat laju pembakaran partikel *pulverized coal*. Titik infleksi untuk masing-masing jenis batubara pada kondisi 100% BMCR ditandai secara eksplisit dalam gambar sebagai referensi operasional. Adapun *physical heat loss* abu dan terak (*ash and slag*) pada kondisi yang sama ditampilkan pada Gambar 2.21(b). Tren perubahan komponen *heat loss* ini konsisten dengan tren temperatur flue gas buang, karena untuk kapasitas boiler besar temperatur terak (*slag temperature*) dianggap konstan pada sekitar 800°C, sehingga *physical heat loss* abu dan terak terutama dipengaruhi oleh temperatur flue gas buang. Setiap kenaikan *excess air coefficient* sebesar 0,1 menyebabkan penurunan komponen *heat loss* ini sekitar 2%. Perbedaan nilai antara berbagai jenis batubara pada grafik yang sama disebabkan oleh perbedaan kandungan abu (*ash content*) masing-masing batubara.



Gambar 2.21 (a) *Incomplete solid combustion loss* (b) *Physical heat loss ash dan slag*
Sumber : (Wang, 2022)

2.8.2 Numerical Simulation of the Heat Transfer of Superheater Tubes in Power Plants Considering Oxide Scale (Qi et al., 2018)

Jing Qi, Keyi Zhou, Junlin Huang, dan Xiaodong Si pada tahun 2018 melakukan simulasi numerik terhadap karakteristik *heat transfer* pada tube *final superheater* boiler berkapasitas 600 MW dengan memperhitungkan pengaruh lapisan *oxide scale* pada sisi uap. Penelitian ini berawal dari permasalahan bahwa hampir 40% gangguan operasi tidak terencana di pembangkit listrik disebabkan oleh kegagalan tube boiler akibat *overheating* material, sementara studi terdahulu umumnya belum memperhitungkan secara detail susunan tube yang kompleks beserta pengaruh *oxide scale* terhadap distribusi temperatur dinding tube sepanjang lintasannya. Untuk menjawab kesenjangan tersebut, Qi et al. (2018) mengembangkan metode *coupled* yang menggabungkan simulasi CFD 3D untuk menghitung kondisi *heat transfer* pada sisi flue gas dengan model analitik 1D untuk menghitung distribusi temperatur uap dan temperatur dinding tube sepanjang lintasan aliran. Objek studi adalah *final superheater* yang tersusun dari 82 *serpentine*, masing-masing terdiri dari 12 tube yang dibagi menjadi empat segmen lurus (S1–S4) dan tiga segmen lengkung (B1–B3). Susunan geometri tube dan material yang digunakan ditunjukkan pada Gambar 2.22.

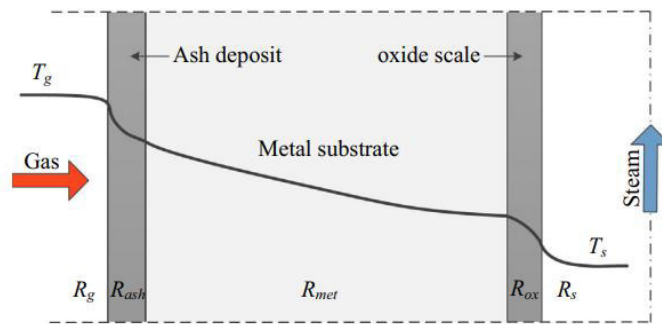


Gambar 2.22 Geometri dan material tube final superheater (a) Tampak Depan (b) Tampak Atas

Sumber : (Qi et al., 2018)

Pemodelan *heat transfer* pada sisi flue gas dilakukan menggunakan ANSYS FLUENT dengan domain komputasi yang dibangun menggunakan sel heksahedral terstruktur, terdiri dari 31,53 juta elemen. Perpindahan radiasi diperhitungkan menggunakan metode emissivitas sistematis berdasarkan komposisi flue gas dan parameter dinding tube, dengan asumsi bahwa reaksi kimia tidak terjadi di dalam region *final superheater* karena letaknya di atas *furnace nose*. Pada sisi uap, model analitik 1D diselesaikan menggunakan persamaan konservasi massa, momentum, dan energi, dengan koefisien *heat transfer* pada permukaan dalam tube dihitung menggunakan korelasi Dittus-Boelter. Pengaruh *oxide scale* diperhitungkan

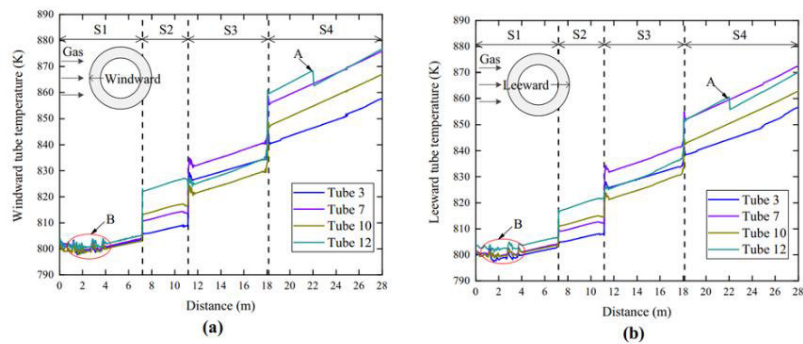
melalui pendekatan *thermal resistance*, di mana *oxide scale* pada sisi uap menambah resistansi termal dan meningkatkan temperatur dinding tube, sementara deposisi abu pada sisi gas justru menurunkannya. Skema resistansi termal dari kondisi batas gas hingga uap, termasuk komponen *oxide scale* dan deposisi abu, ditunjukkan pada Gambar 2.23. Tebal *oxide scale* pada masing-masing material tube diukur secara langsung menggunakan mikroskop metalografi, dan diperoleh nilai rata-rata 186,1 μm untuk T23 (*cold part*), 195,2 μm untuk T23 (*hot part*), 162,5–181,0 μm untuk T91, serta 37,4 μm untuk TP347HFG. Perbedaan ketebalan ini konsisten dengan fakta bahwa laju oksidasi T91 dan T23 jauh lebih tinggi dibandingkan TP347HFG.



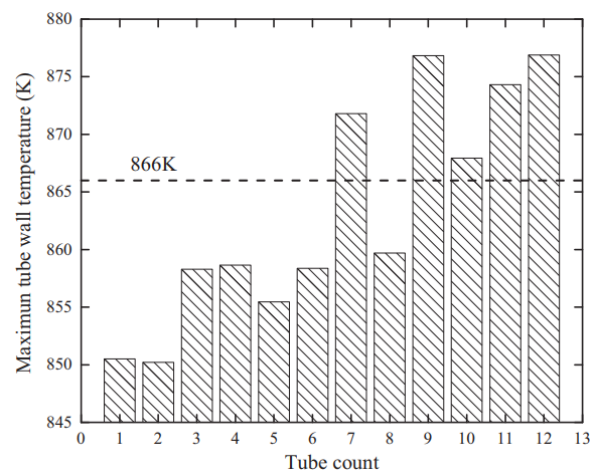
Gambar 2.23 Skema resistansi termal pada tube *superheater* mencakup deposisi abu dan *oxide scale*

Sumber : (Qi et al., 2018)

Hasil simulasi menunjukkan bahwa temperatur outlet uap tertinggi sebesar 847,5 K terdapat pada Tube 7 yang memiliki luas permukaan *heat transfer* terbesar akibat *suspended tubes* tambahan, yaitu 21,3 K lebih tinggi dibandingkan Tube 2. Distribusi temperatur dinding tube sepanjang lintasan aliran uap untuk sisi *windward* dan sisi *leeward* ditunjukkan pada Gambar 2.24. Terlihat bahwa sisi *windward* beroperasi pada temperatur yang lebih tinggi dibandingkan sisi *leeward*. Penurunan temperatur dinding secara tiba-tiba terjadi pada titik sambungan antara material T91 dan TP347HFG (Titik A), yang disebabkan oleh lebih tipisnya *oxide scale* pada TP347HFG sehingga *thermal resistance* pada material tersebut lebih rendah. Segmen S4 pada bagian *hot part* mendapat perhatian khusus karena merupakan zona dengan temperatur dinding tube tertinggi sekaligus deviasi *heat flux* terbesar di antara semua segmen. Temperatur dinding luar maksimum untuk seluruh tube ditunjukkan pada Gambar 2.25. Temperatur maksimum terdapat pada Tube 12 dengan nilai 876,9 K, sedangkan Tube 2 mencatat nilai terendah sebesar 850,2 K. Dengan memperhitungkan ketahanan terhadap korosi pada kondisi operasi berat, batas temperatur yang diizinkan untuk material T91 turun menjadi 866 K. Berdasarkan batas tersebut, temperatur dinding luar maksimum pada Tube 7 dan Tube 9–11 telah melampaui batas yang diizinkan, sehingga Qi dkk. (2018) merekomendasikan penggantian material tube tersebut dengan paduan baja tahan panas yang lebih baik.



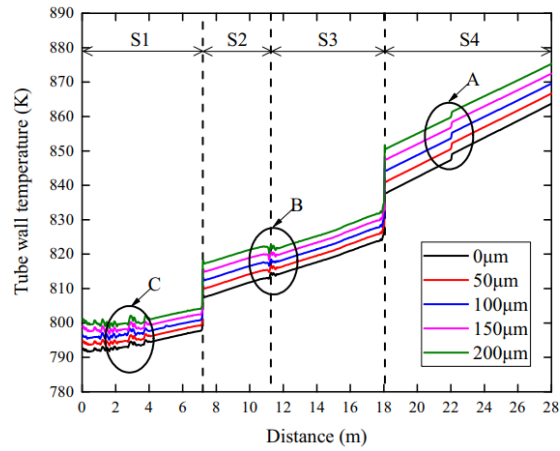
Gambar 2.24 Temperatur dinding tube sepanjang lintasan aliran uap pada sisi *windward* dan *leeward*
Sumber : (Qi et al., 2018)



Gambar 2.25 Temperatur dinding tube maksimum setiap tube
Sumber : (Qi et al., 2018)

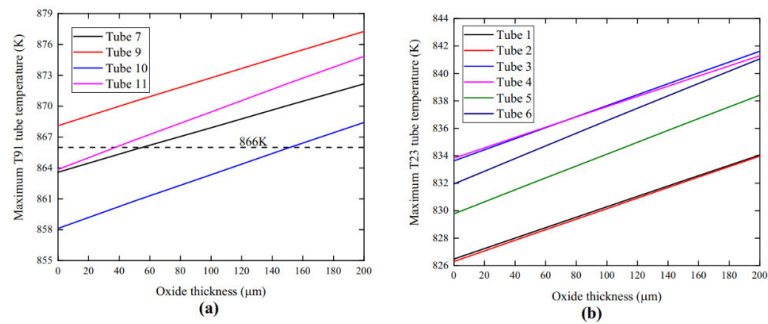
Untuk mengkaji pengaruh pertumbuhan *oxide scale* terhadap temperatur dinding tube, Qi dkk. (2018) melakukan simulasi dengan variasi ketebalan *oxide scale* sebesar 0, 50, 100, 150, dan 200 μm . Pengaruh variasi ketebalan tersebut terhadap temperatur dinding tube Tube 12 ditunjukkan pada Gambar 2.26(a). Hasil analisis menunjukkan bahwa temperatur rata-rata dinding tube meningkat sekitar 9 K ketika ketebalan *oxide scale* mencapai 200 μm . Peningkatan ini bersifat linier terhadap ketebalan, karena *oxide scale* yang lebih tebal menambah *thermal resistance* secara proporsional sehingga *heat transfer* dari flue gas ke uap menjadi terhambat dan panas terakumulasi pada dinding tube. Analisis lebih lanjut terhadap pengaruh ketebalan *oxide scale* pada material T91 untuk Tube 7 dan Tube 9–11 ditunjukkan pada Gambar 2.27(b). Temperatur dinding maksimum material T91 meningkat secara linier seiring bertambahnya ketebalan *oxide scale*, dan ketika ketebalan mencapai 152 μm , temperatur dinding Tube 7 dan Tube 9–11 melampaui batas temperatur yang diizinkan untuk material T91 (866 K). Sementara itu, simulasi serupa pada material T23 untuk Tube 1–6 menunjukkan bahwa bahkan pada ketebalan *oxide scale* sebesar 200 μm sekalipun, temperatur dinding T23 masih berada di bawah batas yang diizinkan (853 K). Temuan ini menegaskan bahwa *oxide scale* harus diperhitungkan secara eksplisit dalam pemilihan material

tube *superheater*, karena pertumbuhannya yang progresif selama operasi berpotensi memicu kegagalan tube T91 pada outlet *superheater* di kemudian hari.



Gambar 2.26 Temperatur dinding Tube 12 pada berbagai ketebalan oxide scale

Sumber : (Qi et al., 2018)



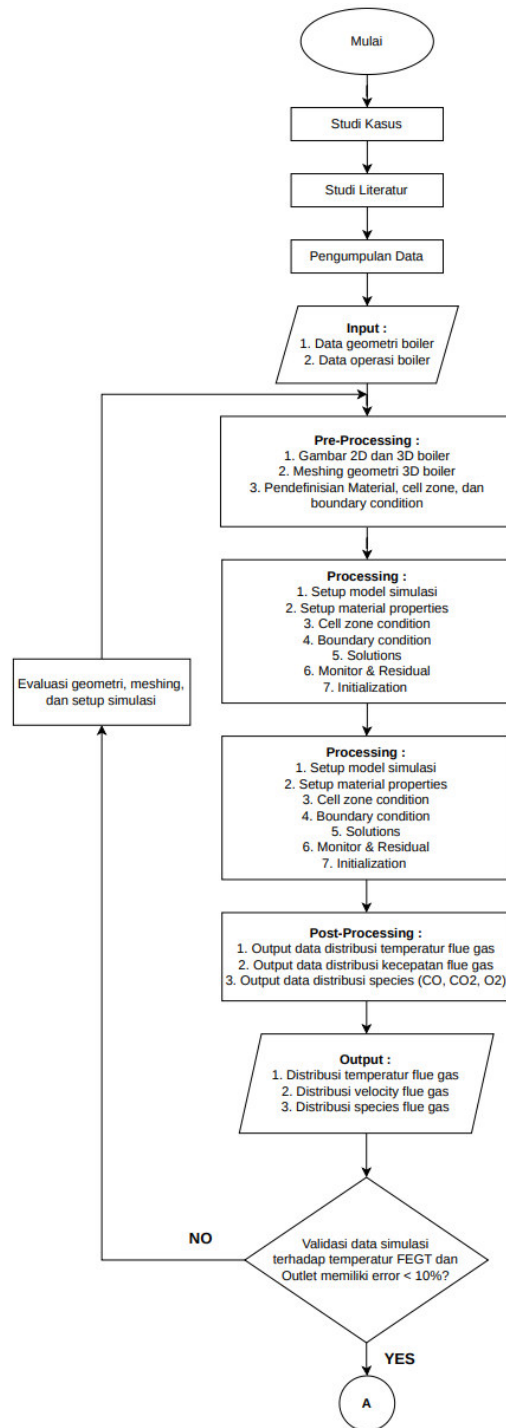
Gambar 2.27 Temperatur dinding maksimum material T91 (Tube 7 dan Tube 9–11) sebagai fungsi ketebalan oxide scale

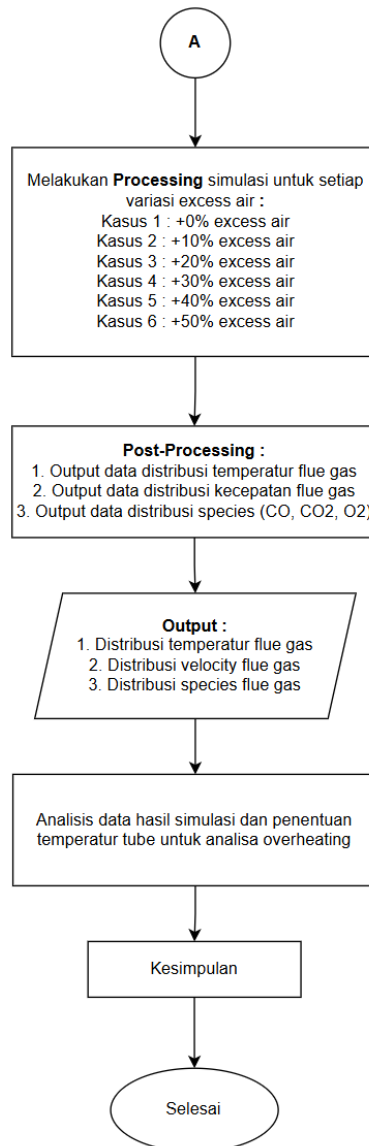
Sumber : (Qi et al., 2018)

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Studi literatur dilakukan untuk memahami dan menganalisis fenomena pembakaran di dalam tangential fired pulverized coal boiler. Untuk metode komputasi numerik pada proses pembakaran boiler digunakan software ANSYS FLUENT. Berikut merupakan diagram alir untuk penelitian dan simulasi ANSYS FLUENT.

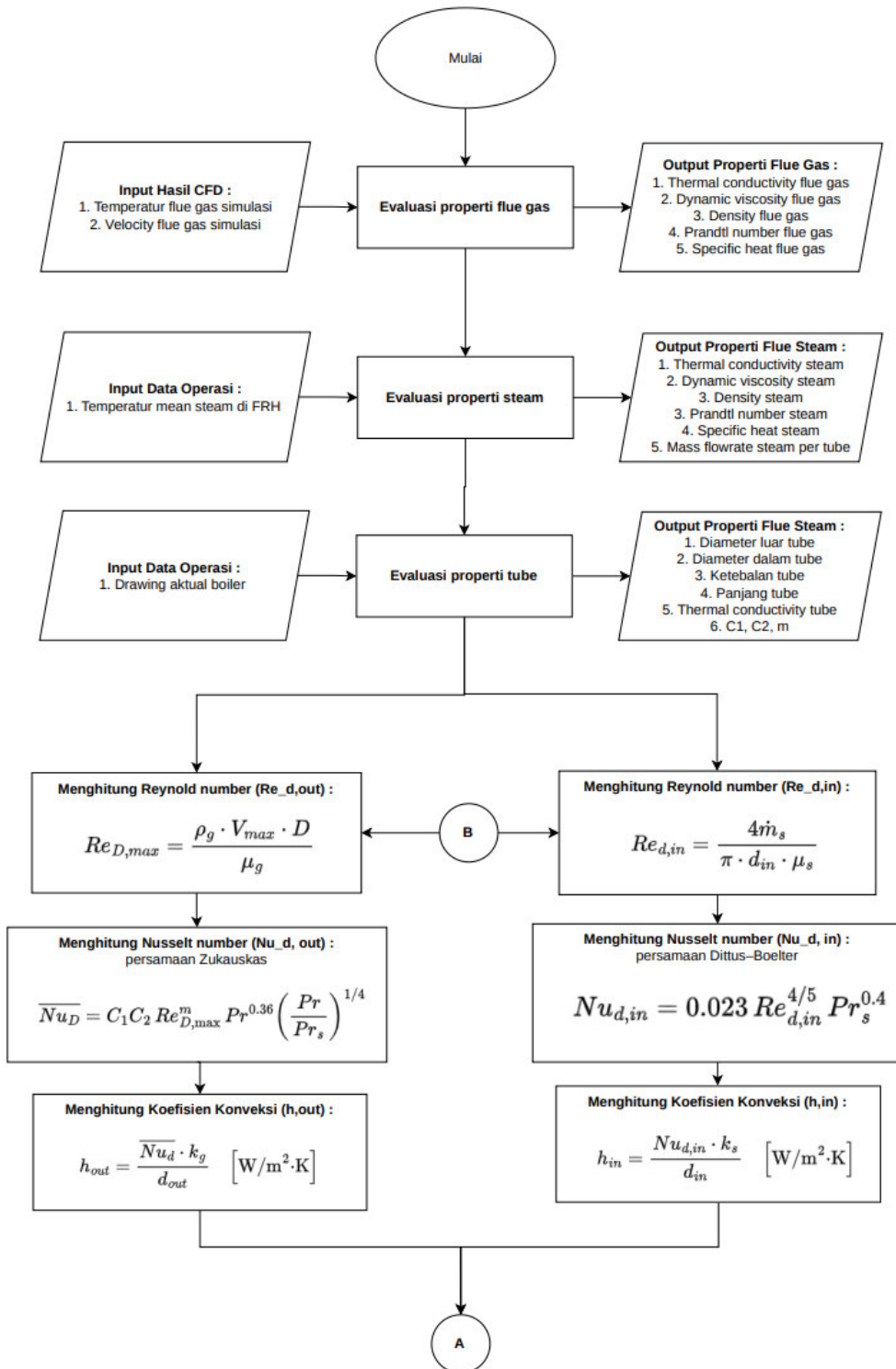


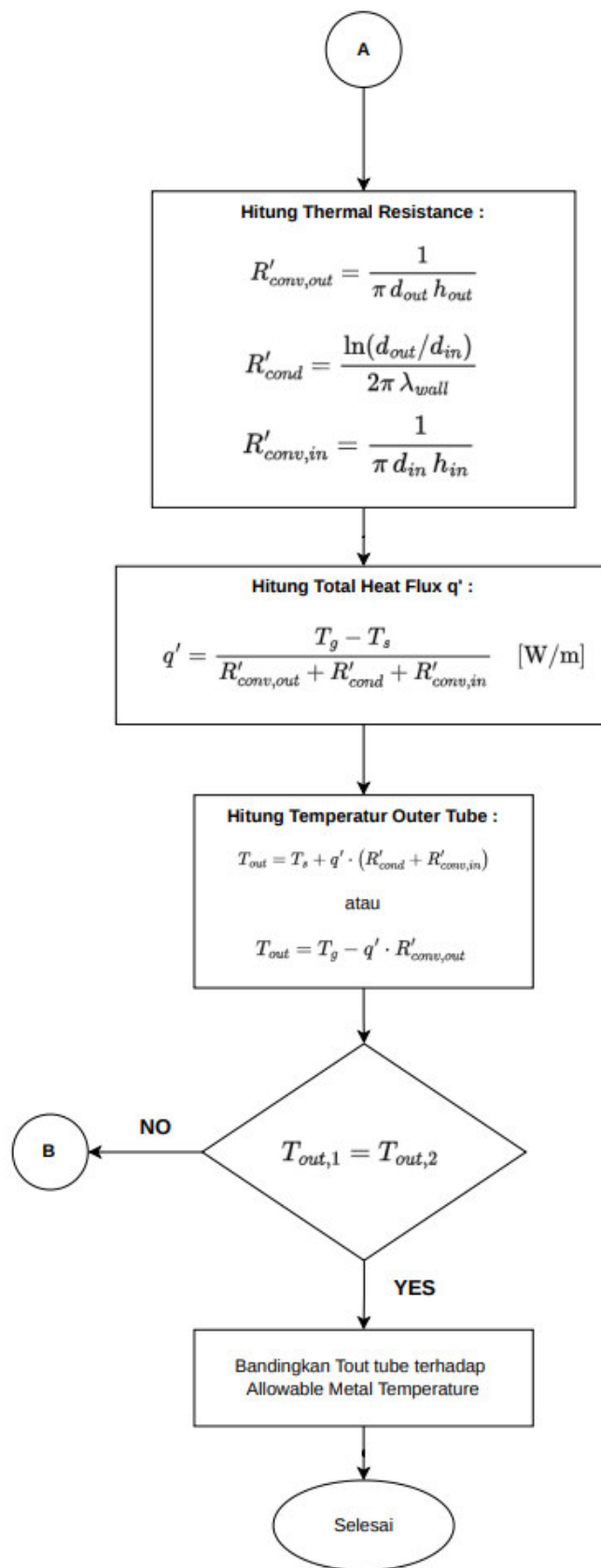


Gambar 3.1 Diagram Alir Simulasi

3.1.1 Diagram Alir Perhitungan Temperatur Tube

Setelah dilakukan komputasi numerik menggunakan software ANSYS FLUENT, data yang didapat akan diolah untuk mendapatkan temperatur tube. Berikut merupakan diagram alir untuk perhitungan temperatur tube final reheater.





Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Temperatur Tube

3.2 Studi Literatur

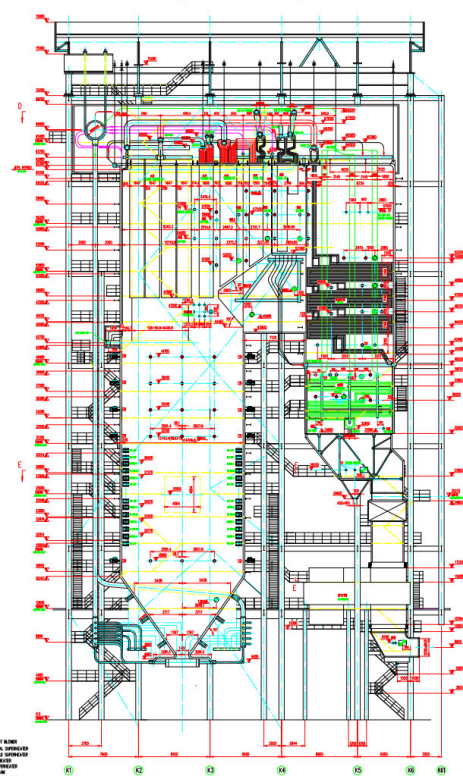
Studi literatur dilakukan untuk membantu memahami dan menganalisis fenomena pembakaran di dalam tangential fired pulverized coal boiler. Software ANSYS FLUENT juga dipelajari untuk metode numerik komputasi fluida pada proses pembakaran boiler. Sumber literatur meliputi buku fisik dan e-book, website, jurnal ilmiah nasional dan internasional.

3.3 Pengumpulan Data

Setelah melakukan studi literatur dan perumusan case atau permasalahan, diperlukan data-data untuk mendukung proses simulasi dan validasi data penelitian. Data-data tersebut meliputi informasi desain boiler, data operasi, dan komposisi bahan bakar.

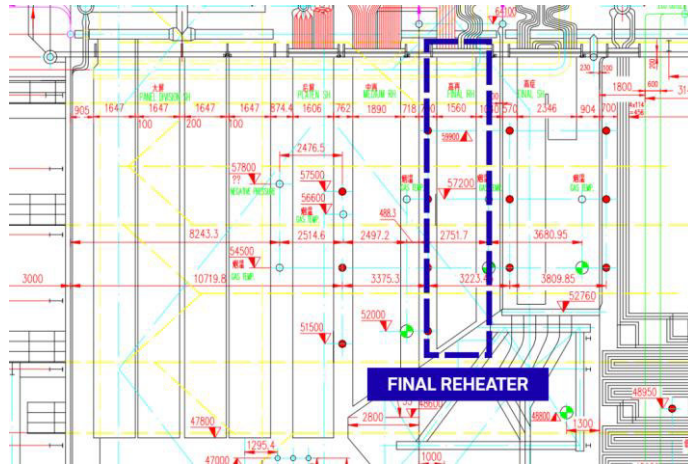
3.3.1 Informasi Desain Boiler

Pada penelitian ini, objek penelitian berdasarkan pada boiler PLTU dengan kapasitas 315 MW. Boiler tipe Tangential Fired Pulverized Coal Boiler digunakan sebagai objek penelitian. Pada Gambar 3.2. ditunjukkan informasi desain Tangential Fired Pulverized Coal Boiler.



Gambar 3.3 Informasi Desain Pulverized Coal Boiler PLTU 315 MW
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

Selain itu, terdapat Heating Parts yang terdiri dari Platen Superheater, Panel Superheater, Final Superheater, Final Reheater, Medium Reheater, Low Temperature Superheater dan Economizer. Dilakukan pemodelan heating parts yang lebih sederhana dari aslinya untuk memudahkan dalam melakukan proses simulasi, yaitu seperti pada gambar 3.4 berikut.



Gambar 3.4 Lokasi Final Reheater Pada Boiler PLTU 315 MW
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

Terdapat total 5 level primary air inlet (A, B, C, D, E) dengan jumlah nozzle sebanyak 4 per level menjadi total 20 nozzle. Namun, nozzle level E dalam kondisi standby sehingga hanya 4 level saja yang aktif. tidak dimana terdapat 4 elevasi burner dan terdapat 4 inlet tiap elevasi. Inlet primary air juga berfungsi untuk menginjeksi Amonia dengan menggunakan asumsi Amonia dan batubara sudah tercampur sebelum masuk ke ruang bakar. Sedangkan dimensi untuk Secondary Air inlet adalah 0,56 x 0,36 meter. Burner memiliki jumlah total secondary air inlet sebanyak 20 dimana terdapat 4 elevasi burner dan terdapat 5 inlet tiap elevasi..

Tabel 3.1 Geometri Tube Final Reheater

Parameter	Nilai
Boiler	
Kedalaman Boiler	13.74 m
Tinggi Boiler	54 m
Lebar Boiler	14,7 m
Tube Final Reheater	
Diameter Luar Tube	60 mm
Ketebalan Tube	4 mm
Diameter Dalam Tube	52 mm
Panjang Tube	9.214 m
Jarak Transversal antar Tube (ST)	228.6 mm
Jarak Longitudinal antar Tube (SL)	120 mm
N_L	13 row

3.3.2 Data Spesifikasi Material

Jenis material yang digunakan pada domain simulasi terdiri dari tiga jenis, yaitu material solid, fluid, dan combusting particle. Pada penelitian ini digunakan material combusting particles berjenis Low Rank Carbon. Pada Tabel 3.2. hingga 3.3. ditunjukkan properties material yang digunakan dalam simulasi.

Tabel 3.2 Spesifikasi Bahan Bakar Low Rank Coal

Ultimate Analysis				Proximate Analysis		
Parameter	AR	DB	DAF	Parameter	Value	Unit
Carbon (C)	47.521	69.303	71.080	Fixed Carbon (FC)	32.31	%
Hydrogen (H)	3.336	4.865	4.990	Volatile Matter (VM)	33.76	%
Oxygen (O)	15.210	22.181	22.750	Moisture (M)	31.43	%
Sulphur (S)	0.120	0.176	0.180	Ash (A)	2.5	%
Nitrogen (N)	0.669	0.975	1.000	Gross Calorific Value	4452	kcal/kg
Moisture (M)	31.430					%
Ash (A)	2.500	3.646				%
Total	100	100	100		100	%

Tabel 3.3 Ash Analysis Bahan Bakar Low Rank Coal

Ash Analysis		
Parameter	Value	Unit
Deformation temperature	1150	°C
Softening temperature	1200	°C
Fusion point	1300	°C

3.3.3 Data Operasi Heating Parts

Heating Part berperan dalam proses perubahan air menjadi uap dengan nilai pembebanan tertentu. Pada Tabel 3.4. ditunjukkan nilai heat flux dengan tanda minus yang artinya penyerapan. panas..

Tabel 3.4 Operasi Heating Part

Data Operasi Boiler PLTU 315 MW									
Heating Part	Volume (m³)	Mass Flow Rate Steam (kg/s)	Pressure (MPa)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	h _{in} (kJ/kg)	h _{out} (kJ/kg)	Heat Absorbed (MW)	Heat Flux (Watt/m²)
Economizer	512.67	235	17.4	260	281	1133	1236	24.205	-47213.3212
Evaporator	3172.4 (m³)	235	17.4	281	365	1236	2674	337.93	-106521.87 (W/m²)
LTSH	1172.81	235	17.4	365	410	2674	2953	65.565	-55903.9928
SHDP Front	146.64	235	17.4	410	430	2953	3037	19.74	-25610.6563
SHDP Rear	146.64	235	17.4	430	450	3037	3112	17.625	-22866.6574
SH Platen	354.28	235	17.4	450	509	3112	3303	44.885	-126692.8626
Final SH	229.26	235	17.4	509	541	3303	3397	22.09	-96351.9354
Reheater	372.57	208	3.28	315	488	3023	3426	83.824	-224991.4399
Final Reheater	257.02	208	3.28	488	541	3426	3546	24.96	-108870.2719

3.4 Perhitungan Mass Flow Rate Udara Pembakaran

Setelah mendapatkan data-data untuk mendukung proses simulasi dan penelitian seperti informasi desain boiler, data operasi, dan komposisi bahan bakar. Data-data tersebut dapat digunakan untuk menghitung kebutuhan udara pembakaran. Berikut contoh untuk perhitungan kebutuhan bahan bakar dan laju massa udara :

A. Perhitungan AFR Stoikiometri

$$AFR_{st} = \frac{\%udara}{\%oksigen} \times \frac{\left(\frac{Ar O_2}{Ar C} \times \%wt C\right) + \left(\frac{Ar 0.5O_2}{Ar H_2} \times \%wt H\right) + \left(\frac{Ar O_2}{Ar S} \times \%wt S\right) + \left(\frac{Ar O_2}{Ar O_2} \times \%wt O_2\right)}{100}$$

$$AFR_{st} = \frac{100}{21} \times \frac{\left(\frac{32}{12} \times 47.521\%\right) + \left(\frac{16}{2} \times 3.336\%\right) + \left(\frac{32}{32} \times 0.120\%\right) + \left(\frac{32}{32} \times 15.210\%\right)}{100}$$

$$AFR_{st} = 6.59 \frac{kg \text{ air}}{kg \text{ fuel}}$$

B. Perhitungan AFR Aktual

$$AFR_{act} = \frac{(100\% + \%excess\ air) \times AFR_{st}}{100}$$

$$AFR_{act} = \frac{(100\% + 10\%) \times 6.59}{100}$$

$$AFR_{act} = 7.25 \frac{kg\ air}{kg\ fuel}$$

C. Perhitungan Laju Bahan Bakar

$$Q_{Boiler} = \dot{m}_{coal} \times HHV_{Coal}$$

$$\left(\frac{315.000\ W}{\eta_{Combustion}} \right) = \dot{m}_{coal} \times HHV_{Coal}$$

$$\left(\frac{315.000\ W}{39\%} \right) = \dot{m}_{coal} \times 18639\ KJ/Kg$$

$$\dot{m}_{coal} = 43.332 \frac{kg}{s}$$

D. Perhitungan Laju Massa Udara Total

- Total Air Flow Stoikio

$$\dot{m}_{st} = AFR_{st} \times \dot{m}_{coal}$$

$$\dot{m}_{st} = 6.59 \frac{kg\ air}{kg\ fuel} \times 43.332 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{st} = 285.42 \frac{kg}{s}$$

- Total Air Flow Actual

$$\dot{m}_{act} = AFR_{act} \times \dot{m}_{coal}$$

$$\dot{m}_{act} = 7.25 \frac{kg\ air}{kg\ fuel} \times 43.332 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{act} = 313.96 \frac{kg}{s}$$

E. Perhitungan Laju Massa Udara OFA

$$\dot{m}_{OFA} = (\dot{m}_{act} - \dot{m}_{PA}) \times OFA\ to\ total\ air\ ratio$$

$$\dot{m}_{OFA} = (313.96 - 97.62) \frac{kg}{s} \times 18.93\%$$

$$\dot{m}_{OFA} = 40.96 \frac{kg}{s}$$

F. Perhitungan Laju Massa Udara SA

$$\dot{m}_{SA} = (\dot{m}_{act} - \dot{m}_{PA}) \times SA\ to\ total\ air\ ratio$$

$$\dot{m}_{SA} = (313.96 - 97.62) \frac{kg}{s} \times 81.06\%$$

$$\dot{m}_{SA} = 175.38 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{SA/elevasi} = (175.38 \frac{kg}{s}) / 7$$

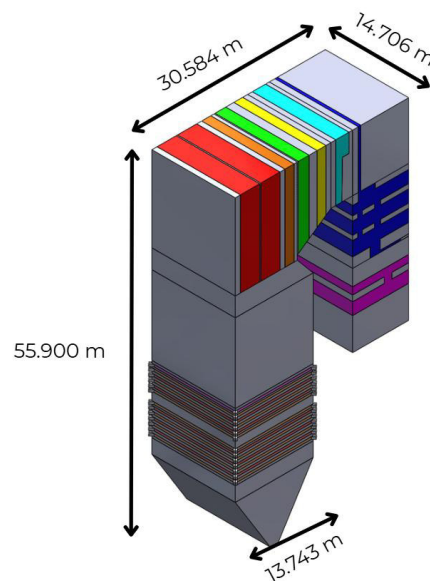
$$\dot{m}_{SA/elevasi} = 25.05 \frac{kg}{s}$$

3.5 Pre-Processing

Setelah melakukan studi literatur dan perumusan case atau permasalahan, diperlukan data-data untuk mendukung proses simulasi dan validasi data penelitian. Data-data tersebut meliputi informasi desain boiler, data operasi, dan komposisi bahan bakar.

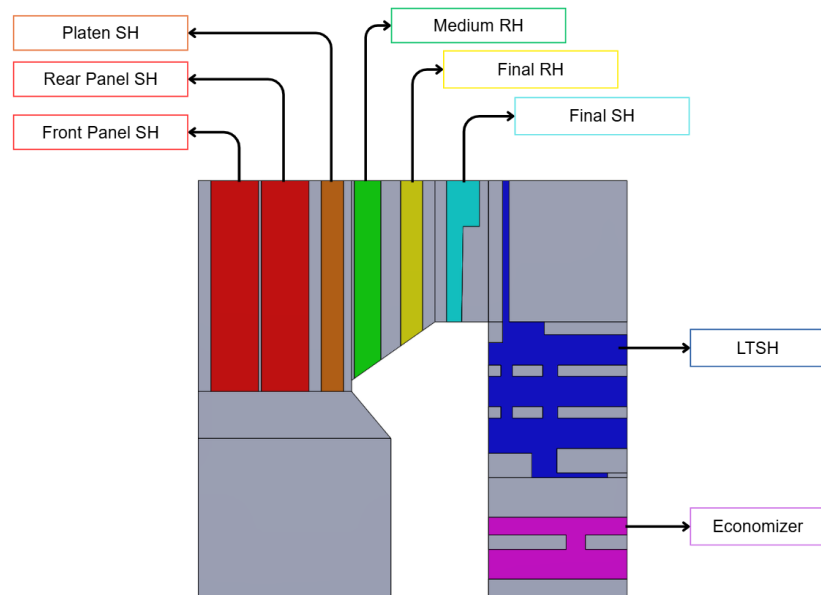
3.5.1 Geometri Boiler

Pada penelitian ini, objek penelitian berdasarkan pada boiler PLTU dengan kapasitas 315 MW. Boiler tipe Tangential Fired Pulverized Coal Boiler digunakan sebagai objek penelitian. Pada Gambar 3.2. ditunjukkan informasi desain Tangential Fired Pulverized Coal Boiler.



Gambar 3.5 Model 3D-Geometri Boiler

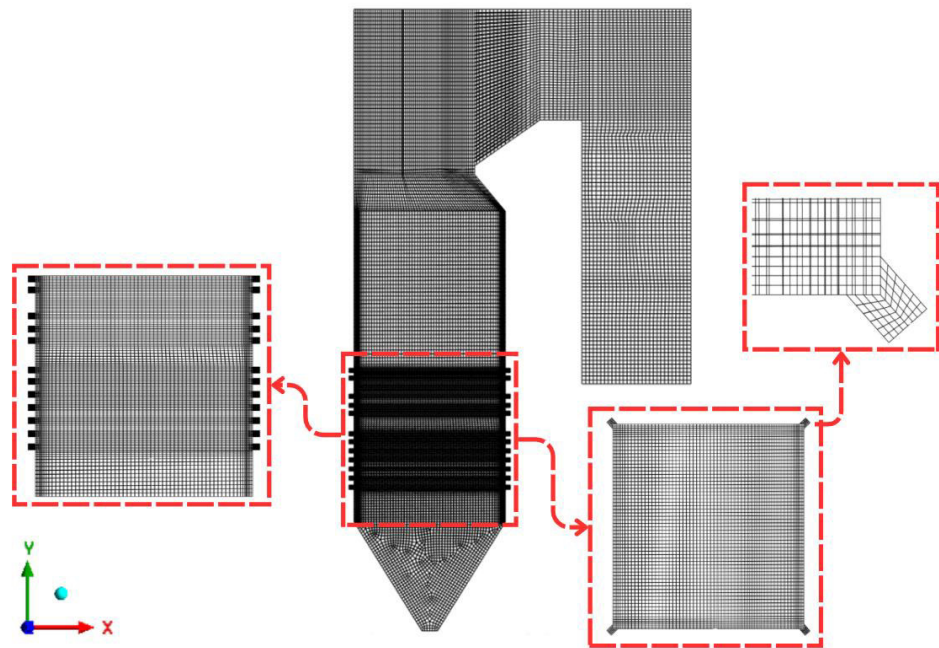
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)



Gambar 3.6 Geometri Komponen Heating Part Boiler
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

3.5.2 Meshing

Meshing atau diskritisasi merupakan proses pembagian domain geometri fluida menjadi bagian-bagian kecil sebagai domain komputasi. Sehingga, persamaan diferensial parsial nonlinier dapat dapat diselesaikan secara numerik. Tahapan meshing dilakukan untuk mencapai akurasi optimal dalam hasil simulasi komputasi fluida, dengan mendekati validasi data aktual. Grid mesh menggunakan pendekatan terstruktur tipe hexahedral pada bagian furnace dan komponen penyerapan panas. Mesh memiliki jumlah elemen 1,449,244. Akurasi mesh pada parameter skewness memiliki nilai rata-rata sebesar 0,03584 dengan max 0.65459 dan parameter ortogonal quality memiliki nilai rata-rata sebesar 0,98725 dengan min 0.58734. Pada Gambar 3.7. ditunjukkan hasil meshing pada boiler..



Gambar 3.7 Meshing pada domain fluida boiler

3.6 Processing

Setelah melakukan studi literatur dan perumusan case atau permasalahan, diperlukan data-data untuk mendukung proses simulasi dan validasi data penelitian. Data-data tersebut meliputi informasi desain boiler, data operasi, dan komposisi bahan bakar.

3.6.1 Pemilihan Model Solver

Berikut ini merupakan pengaturan dalam pemilihan model solver untuk menyelesaikan simulasi dalam penelitian ini.

Tabel 3.5 Model Solver Simulasi

Parameter	Pilihan
Type	Pressure Based
Velocity Formulation	Absolute
Time	Steady

3.6.2 Setup Model

Berikut ini merupakan pemilihan model berdasarkan studi literatur terdahulu dan pendefinisian oleh penulis berdasarkan fenomena fisik kondisi lapangan. Model yang digunakan pada penelitian ini secara garis besar ditunjukkan pada Tabel. 3.6.

Tabel 3.6 Setup Model Simulasi

Model	Pilihan	Pilihan
Multiphase	Off	Penelitian hanya berfokus pada aliran flue gas proses pembakaran
Energy	On	Terjadi fenomena perpindahan panas antara flue gas hasil pembakaran dan heating part
Viscous	K-ε Realizable	Lebih akurat untuk memodelkan aliran dengan strong swirl
Radiation	Discrete Ordinates (DO)	Memodelkan perpindahan panas secara radiasi dinding dengan gas-gas hasil pembakaran
Heat Exchanger	Off	Pada heating part dimodelkan sebagai porous media
Species	Species Transport, Volumetric	Metode simulasi berdasarkan pada proses pembakaran, perpindahan panas, dan distribusi reaksi kimia.
	Finite Rate-Eddy Dissipation	
Discrete Phase	On	Mendefinisikan partikel batubara pada injeksi burner

3.6.3 Setup Material

Jenis material yang digunakan pada domain simulasi terdiri dari tiga jenis, yaitu material solid, fluid, dan combusting particle. Pada penelitian ini digunakan material combusting particles berjenis Low Rank Carbon. Pada Tabel 3.7 hingga 3.9. ditunjukkan properties material yang digunakan dalam simulasi..

Tabel 3.7 Properties Material Steel

Parameter	Value	Unit
Density	8030	kg/m ³
Thermal Conductivity	16.27	W/m.K
Specific Heat	502.4	J/kg.K

Tabel 3.8 Properties Material Fluid

Property of Fluid	Value	Unit
Density	1.225	kg/m ³
Thermal Conductivity	0.0242	W/m.K
Specific Heat	1006.43	J/kg.K
Molecular Weight	28.966	kg/kgmol
Referebce Temperature	25	C

Tabel 3.9 Properties Combusting Material

Property of LRC	Value	Unit
Density	1400	kg/m ³
Specific Heat	1000	J/kg.K
Combustible Fraction	41.237	%
Volatile Component Fraction	45.017	%
Binary Difussivity	0.0004	m ² /s
Vaporization Temperature	126.85	C
Swelling Coefficient	2	-
Reaction Heat Absorbed by Solid	30	%
Devolization Model	two-competing-rates	
Combustible Model	kinetic/diffusion limited	-

3.6.4 Setup Injeksi

Injeksi Batubara yang diumpankan pada boiler diinjeksikan melalui burner bahan bakar yang terletak di setiap corner. PLTU 315MW ini memiliki lima elevasi burner bahan bakar, dengan elevasi A hingga D aktif dan E standby /off. Model injeksi batubara pada simulasi didekati dengan setup injeksi pada Tabel 3.10.

Tabel 3.10 Setup Injeksi

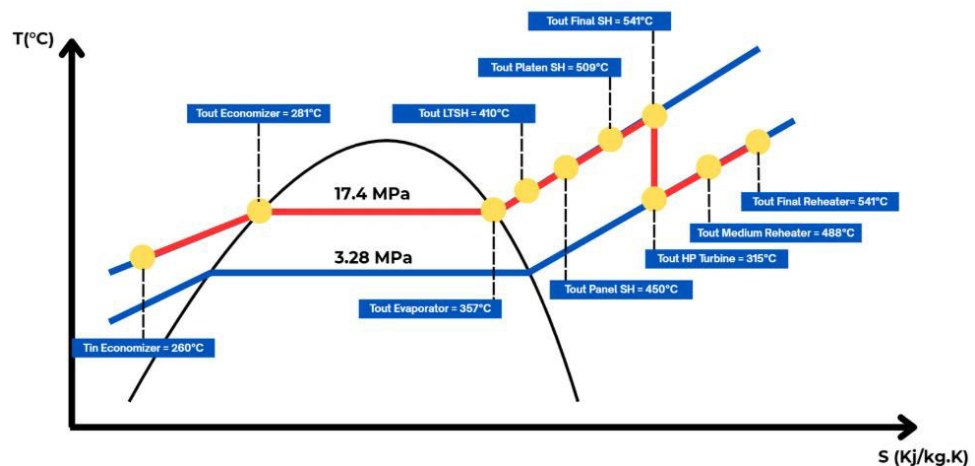
Model	Setting	Pilihan
Injection Type	Surface	Partikel diinjeksikan melalui surface tiap burner
Particle Type	Combusting	Fenomena pembakaran terjadi pada injeksi bahan bakar
Material	LRC	Batubara diinjeksikan melalui surface tiap burner
Diameter Distribution	Rosin-Ramler	Distribusi diameter partikel batubara didekati dengan Rosin-Ramler
Diameter Size	Min	0.000070
	Mean	0.000200
	Max	0.000134
Drag Law	Spherical	Partikel bahan bakar diasumsikan dengan bentuk bola
Wet Combustion	water-liquid	0.3913

3.6.5 Setup Cell Zone

Pada penelitian ini , objek penelitian berdasarkan pada boiler PLTU dengan kapasitas 315 MW. Boiler tipe Tangential Fired Pulverized Coal Boiler digunakan sebagai objek penelitian. Pada Gambar 3.2. ditunjukkan informasi desain Tangential Fired Pulverized Coal Boiler.

Tabel 3.11 Kondisi Operasi Boiler

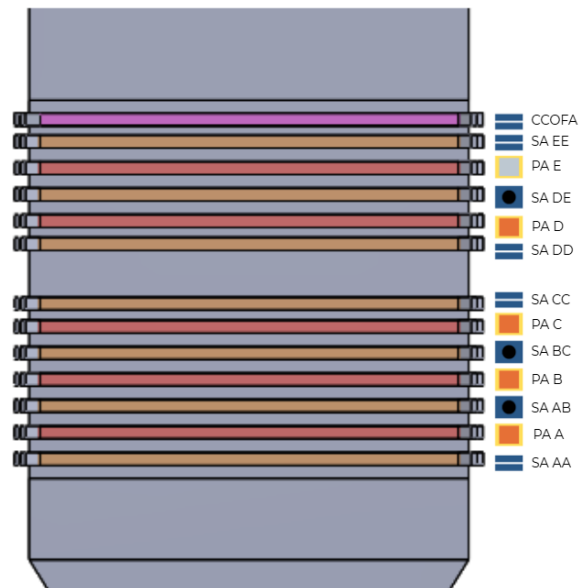
Data Operasi Boiler PLTU 315 MW									
Heating Part	Volume (m ³)	Mass Flow Rate Steam (kg/s)	Pressure (MPa)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	h _{in} (kJ/kg)	h _{out} (kJ/kg)	Heat Absorbed (MW)	Heat Flux (Watt/m ²)
Economizer	512.67	235	17.4	260	281	1133	1236	24.205	-47213.3212
Evaporator	3172.4 (m ³)	235	17.4	281	365	1236	2674	337.93	-106521.87 (W/m ²)
LTSH	1172.81	235	17.4	365	410	2674	2953	65.565	-55903.9928
SHDP Front	146.64	235	17.4	410	430	2953	3037	19.74	-25610.6563
SHDP Rear	146.64	235	17.4	430	450	3037	3112	17.625	-22866.6574
SH Platen	354.28	235	17.4	450	509	3112	3303	44.885	-126692.8626
Final SH	229.26	235	17.4	509	541	3303	3397	22.09	-96351.9354
Reheater	372.57	208	3.28	315	488	3023	3426	83.824	-224991.4399
Final Reheater	257.02	208	3.28	488	541	3426	3546	24.96	-108870.2719



Gambar 3.8 T-s Diagram Kondisi Operasi Boiler

3.6.6 Setup Boundary Condition

Boundary Condition merupakan batasan dan kondisi yang harus diaplikasikan pada domain aliran agar simulasi yang dilakukan sesuai dengan kondisi operasional atau eksisting. Pada Gambar 3.9. ditunjukkan konfigurasi sisi burner inlet tiap nosel sebagai boundary condition.



Gambar 3.9 Konfigurasi Inlet Boiler

Tabel 3.10 Boundary Conditions Penelitian

Jenis	Komponen	Tipe	Kondisi
Inlet	Primary Air (A, B, C, D)	Mass Flow Inlet	$\dot{m} = 24.405 \text{ kg/s}$ (Data Aktual)
	Secondary Air (AA, AB, BC, CC, DD, DE, EF)	Mass Flow Inlet	$\dot{m} = (\dot{m}_{\text{act}} - \dot{m}_{\text{PA}}) \times 0.8106$
	OFA	Mass Flow Inlet	$\dot{m} = (\dot{m}_{\text{act}} - \dot{m}_{\text{PA}}) \times 0.1893$
Outlet	Outlet Boiler	Pressure Outlet	-500 Pa DPM : Escape
Wall	Waterwall	wall	Stationary Wall Thermal : Heat Flux
	Wall	wall	Stationary Wall
Cell Zone	Heating Part	Porous Media	Heat Flux / Source Term

3.6.7 Solution

Solution merupakan metode pada software ANSYS Fluent yang berisi opsiopsi metode penyelesaian persamaan integral dalam simulasi. Pemilihan model solution yang tepat berpengaruh pada kualitas hasil simulasi. Penelitian ini menggunakan solution methods dengan jenis second order solution. Pilihan second order lebih akurat daripada first order. Pada Tabel 3.11. ditunjukkan pengaturan solution pada penelitian ini.

Tabel 3.11 Pengaturan Solution Penelitian

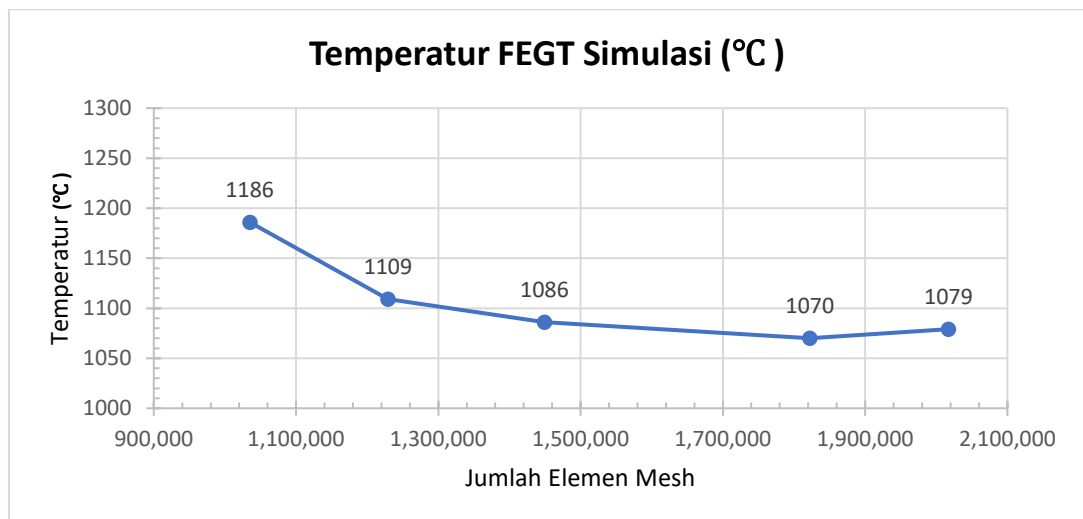
Pressure-Velocity Coupling	
Scheme	Coupled
Gradient	Least Squares Cell Base
Pressure-Velocity Coupling	
Pressure	Second Order
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
Species	Second Order Upwind

3.7 Grid Independency Test

Ukuran mesh berperan penting dalam simulasi numerik, karena mempengaruhi akurasi dan efisiensi proses simulasi. Ukuran mesh yang terlalu besar menyebabkan simulasi menjadi tidak representatif terhadap fenomena fisik eksisting. Sedangkan jika ukuran mesh yang terlalu kecil menyebabkan simulasi menjadi terlalu berat dan lama sehingga tidak efisien.

Tabel 3.12 Hasil Grid Independency Test

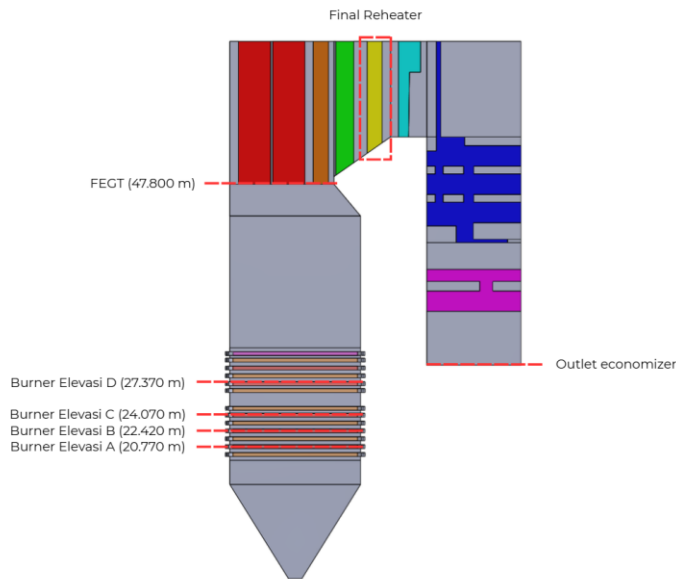
Jumlah Elemen Mesh	Temperatur FEGT Simulasi (°C)	Error (%)
1,034,880	1186	-
1,229,120	1109	6.49
1,449,244	1086	2.07
1,822,104	1070	1.47
2,017,080	1079	0.84

**Gambar 3.10** Grafik Hasil Perbandingan Grid Independent Test terhadap Temperatur pada Daerah FEGT

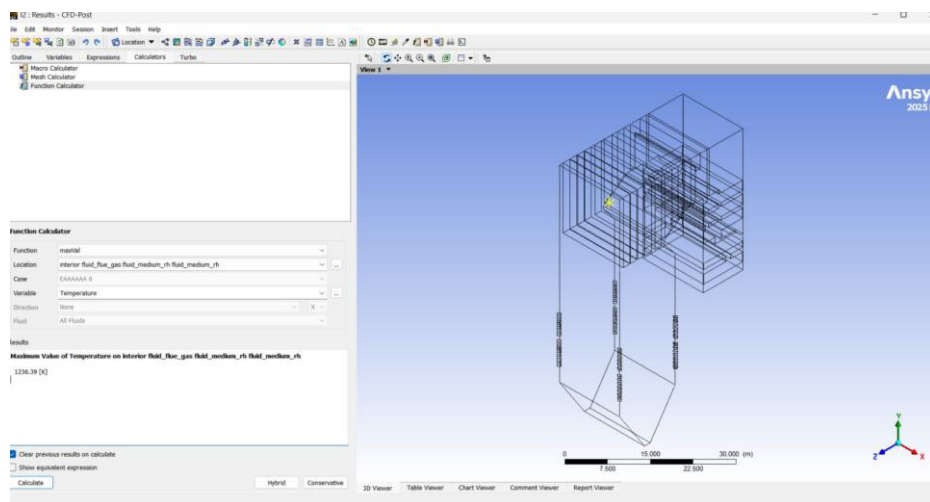
3.8 Post-Processing

Pada bagian ini, hasil data dari simulasi di export dari software ANSYS Fluent 2025 R2. Data simulasi berupa data kualitatif dan kuantitatif seperti kontur dan vektor, bisa

juga dengan data kuantitatif berupa grafik dan tabel. Data pada penelitian ini berupa distribusi temperatur, kecepatan dan gas buang pada variasi yang telah ditentukan.



Gambar 3.11 Posisi Pengambilan Data Hasil Simulasi pada Boiler



Gambar 3.12 Pengambilan Data Temperatur Pada Ansys CFD-Post

Pengambilan data maximum temperature dan maximum velocity flue gas pada final reheater dilakukan menggunakan fitur Function Calculator yang tersedia pada perangkat lunak ANSYS CFD-Post. Function Calculator memungkinkan ekstraksi nilai statistik termasuk nilai maksimum secara langsung dari domain simulasi tanpa perlu pemrosesan data tambahan. Lokasi pengambilan data didefinisikan pada interior flue gas Final Reheater, yaitu volume yang merepresentasikan volume flue gas pada zona tube bundle final reheater di dalam furnace.

3.9 Variasi Penelitian

Pada penelitian ini, dilakukan variasi jumlah excess air boiler melalui perubahan mass flow inlet PA, SA, dan OFA. Variasi yang akan disimulasikan yaitu 0%, 10%, 16%,

20%, dan 30%. Selanjutnya diamati kontur dan data distribusi berupa Temperatur, fraksi mol CO₂, fraksi mol CO, dan fraksi mol O₂. Pada tabel 3.12 ditunjukkan variasi penelitian.

Tabel 3.12 Variasi Penelitian

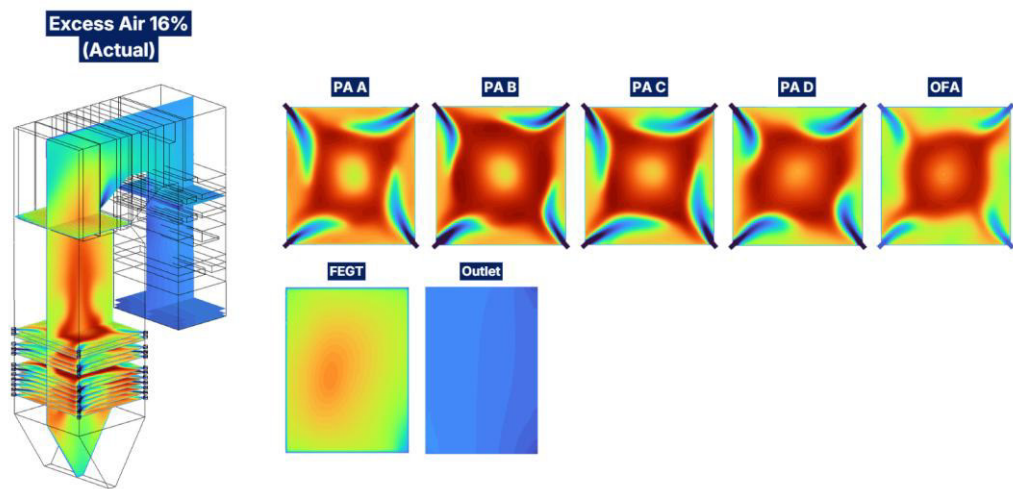
Case		1	2	3	4	5	6	5
Excess Air		0%	+10%	+16%	+20	+30	+40	+50
Mass Flow Rate Coal(kg/s)		43.332	43.332	43.332	43.332	43.332	43.332	43.332
Mass Flow Rate Per Elevasi (kg/s)	OFA	35.555	40.960	44.350	46.363	51.767	57.170	62.574
	SA EF	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	PA E	OFF						
	SA DE	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	PA D	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405
	SA DD	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	SA CC	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	PA C	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405
	SA BC	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	PA B	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405
	SA AB	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276
	PA A	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405	24.405
	SA AA	21.749	25.054	27.128	28.359	31.665	34.971	38.276

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi Simulasi

Validasi pada simulasi numerik merupakan langkah paling krusial karena memastikan akurasi dan kelayakan hasil simulasi. Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan data commissioning PLTU Pacitan. Validasi ini meliputi perbandingan dengan data temperatur Furnace Exit Gas Temperature (FEGT) dan temperatur outlet boiler. Validasi dinyatakan valid, jika batas error terhadap eksisting maksimum 5%. Proses simulasi menghasilkan temperatur FEGT sebesar 1338.482°K dan temperatur outlet boiler sebesar 678.8425 °K.



Gambar 4.1 Kontur Temperatur Case 16% Excess Air.

Tabel 4.1 Validasi Hasil Simulasi Terhadap Data Eksisting

No	Variabel Validasi	Nilai Komisioning (°K)	Nilai Simulasi (°K)	Error (%)
1	Temperatur FEGT	1373.5	1338.482	2.616
2	Temperatur Outlet	653.5	678.8425	3.733

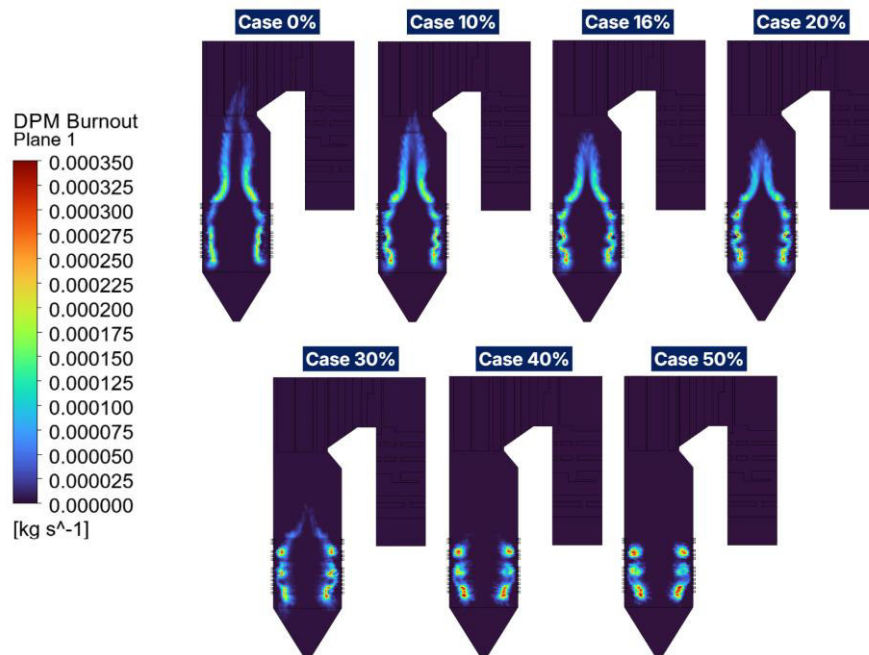
Berdasarkan pada Gambar 4.1 dan Tabel 4.1, validasi hasil simulasi terhadap data eksisting temperatur FEGT mencapai error 2.616%, dan terhadap data eksisting outlet boiler mencapai error 3.733%. Sehingga secara keseluruhan, hasil simulasi data eksisting dianggap valid karena mencapai error dibawah 5%.

4.2 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Karakteristik Pembakaran

Setelah dilakukan simulasi numerik berupa data eksisting dan variasi injeksi excess air, selanjutnya hasil dari simulasi dilakukan analisis berdasarkan karakteristik pembakaran. Terdapat tujuh hasil simulasi, pertama merupakan hasil simulasi data eksisting PLTU Pacitan dan enam data hasil simulasi variasi injeksi excess air (0%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%). Pengambilan data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Pengambilan data kualitatif berbentuk visual kontur berupa kontur temperatur, kecepatan, dan spesies pada bidang XY, bidang elevasi burner, dan OFA. Pada pengambilan data

kuantitatif ditampilkan grafik dan tabel distribusi temperatur, kecepatan, spesies emisi, dan efisiensi boiler.

4.2.1 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Pembakaran Char



Gambar 4.2 Kontur Laju Pembakaran Char Bidang XY Pada Variasi Excess Air.

Pada Gambar 4.2 ditunjukkan kontur laju pembakaran char pada bidang XY. Bidang ini dipilih karena menggambarkan proses pembakaran yang terjadi di dalam furnace. Pada Gambar 4.2. disajikan kontur laju pembakaran char tanpa excess air (case 0%) dan variasi variasi excess air lainnya (case 10%-50%). Skala laju pembakaran char terletak pada bagian kiri dengan rentang local sebesar 0 kg/s hingga 0.000350 kg/s, warna merah menunjukkan laju pembakaran char tinggi dan warna hijau sampai biru menunjukkan laju pembakaran char rendah.

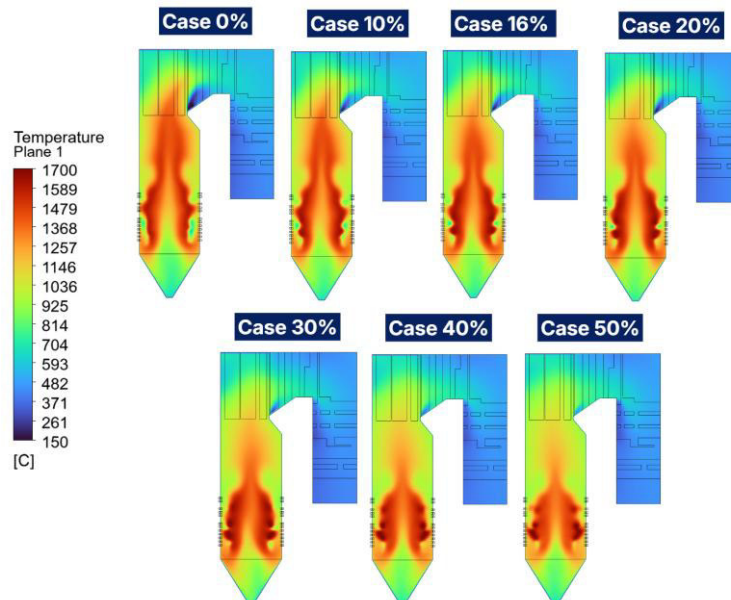
Pada Case 0%, kontur DPM Burnout menunjukkan dominasi warna hijau hingga biru yang memanjang dari zona burner hingga ke area superheater. Hal ini mengindikasikan terjadinya pembakaran tertunda (delayed combustion), di mana intensitas pembakaran char masih terjadi di wilayah atas (posisi superheater). Fenomena ini disebabkan oleh rendahnya suplai oksigen di zona pembakaran utama (main combustion zone), sehingga partikel char belum teroksidasi sempurna dan baru bereaksi saat menemukan oksigen di area yang lebih tinggi, melampaui elevasi OFA bahkan melewati FEGT (Furnace Exit Gas Temperature).

Pada Case 10%, kontur DPM Burnout menunjukkan pengurangan intensitas warna hijau-biru di wilayah atas furnace. Meskipun fenomena pembakaran tertunda (delayed combustion) masih terdeteksi, tinggi elevasi pembakaran char mengalami penurunan dibandingkan Case 0%. Hal ini mengindikasikan bahwa penambahan excess air sebesar 10% mulai meningkatkan reaktivitas bahan bakar di main combustion zone. Akibatnya, reaksi oksidasi char berjalan lebih cepat dan meminimalkan massa char yang terbakar melampaui area FEGT.

Pada Case 16% dan Case 20%, peningkatan suplai excess air memberikan dampak yang serupa dalam menekan fenomena delayed combustion secara signifikan. Kontur DPM Burnout pada kedua case ini menunjukkan pengurangan intensitas warna hijau-biru yang sangat drastis di wilayah atas furnace, di mana pembakaran di atas elevasi FEGT sudah mulai hilang. Hal ini mengindikasikan bahwa ketersediaan oksigen yang melimpah membuat laju reaksi char oxidation berjalan jauh lebih cepat. Akibatnya, hampir seluruh partikel bahan bakar telah teroksidasi sempurna sebelum melampaui elevasi FEGT, sehingga meminimalkan massa unburnt char yang lolos ke area superheater.

Pada Case 30%, 40%, dan 50%, peningkatan excess air yang semakin tinggi membuat fenomena delayed combustion benar-benar tereliminasi sepenuhnya. Kontur DPM Burnout pada ketiga case ini menunjukkan tren yang konsisten, di mana aktivitas pembakaran char seluruhnya terlokalisasi dan terkonsentrasi hanya pada bagian combustion zone. Suplai oksigen yang sangat masif sejak awal menyebabkan laju reaksi char oxidation berjalan sangat cepat secara instan. Pada Case 30%, fenomena delayed combustion mulai tereliminasi sepenuhnya karena kontur DPM Burnout menyusut drastis dan hanya terkonsentrasi di combustion zone. Puncaknya pada Case 40% dan 50%, laju char oxidation berjalan sangat instan sejak awal masuk, sehingga seluruh partikel bahan bakar langsung habis terbakar di combustion zone tanpa ada sedikit pun massa unburnt char yang lolos naik ke elevasi OFA maupun melewati FEGT.

4.2.2 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Distribusi Temperatur



Gambar 4.3 Kontur Temperatur Bidang XY Pada Variasi Excess Air.

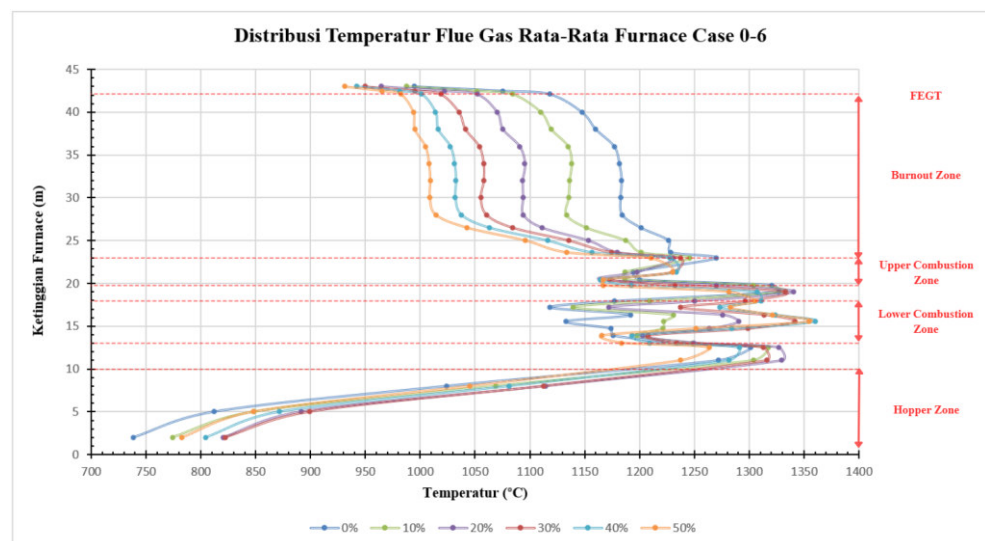
Pada Gambar 4.3 ditunjukkan kontur temperatur pada bidang XY. Bidang ini dipilih karena menggambarkan proses pembakaran yang terjadi di dalam furnace. Pada Gambar 4.3. disajikan kontur temperatur tanpa excess air (case 0%) dan variasi injeksi excess air (case 10%-50%). Skala temperatur terletak pada bagian kiri dengan rentang global sebesar 150°C hingga 1700°C, warna merah

menunjukkan temperatur tinggi dan warna hijau sampai biru menunjukkan temperatur rendah.

Pada Case 0%, kontur temperatur menunjukkan zona panas (warna oranye hingga merah) yang menjalar tinggi. Zona bertemperatur tinggi ini terlihat masih dominan hingga melewati area nose dan menyentuh superheater region. Hal ini konsisten dengan fenomena *delayed combustion* yang teridentifikasi pada kontur DPM Burnout, di mana pembakaran *char* yang belum tuntas di *main combustion zone* terus melepaskan panas hingga ke elevasi atas, sehingga temperatur flue gas pada upper furnace tetap tinggi dan berpotensi meningkatkan temperatur flue gas yang melewati FEGT (Furnace Exit Gas Temperature).

Pada Case 10%, zona bertemperatur tinggi mulai sedikit menyusut dibandingkan case 0% meskipun area panas yang menjalar ke wilayah atas masih cukup terlihat. Hal ini dapat terjadi akibat tambahan *oxygen supply* dari penambahan excess air sebesar 10%. Peningkatan reaktivitas *char* akibat tambahan oksigen ini mempercepat pelepasan panas pada *main combustion zone*, sehingga kontribusi panas dari pembakaran *char* yang tertunda di elevasi atas mulai berkurang dibandingkan Case 0%.

Pada Case 30%, 40%, dan 50%, zona bertemperatur tinggi dengan warna merah hingga oranye terlihat selesai di bagian burnout zone saja. sementara wilayah atas *furnace* termasuk area FEGT dan *superheater region* didominasi warna kuning, hijau, hingga biru yang menandakan temperatur gas yang jauh lebih rendah. Penurunan temperatur pada wilayah atas ini disebabkan oleh kombinasi dua faktor: pembakaran *char* yang telah tuntas sepenuhnya di *combustion zone* (sesuai kontur DPM Burnout yang tidak lagi menyisakan unburnt *char*) sehingga tidak ada lagi *heat release* di elevasi atas, serta efek dilusi dari *oxygen supply* yang sangat besar yang turut menurunkan temperatur gas secara keseluruhan.



Gambar 4.4 Grafik Temperatur Rata-Rata Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Untuk analisis secara komprehensif, Gambar 4.4. mengilustrasikan temperatur rata-rata flue gas sepanjang ketinggian furnace untuk variasi injeksi excess air 0%

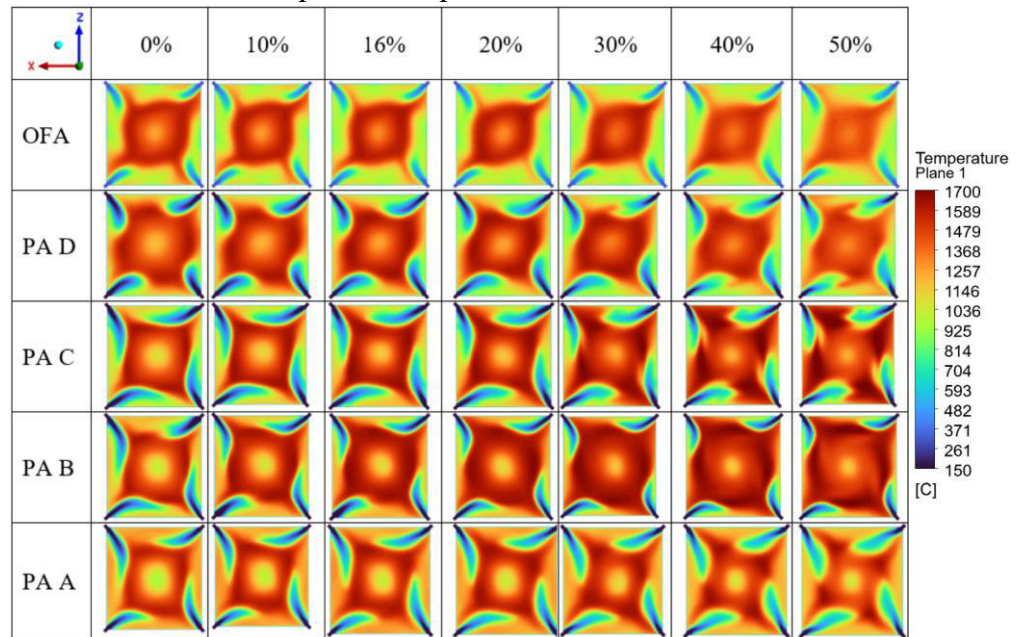
hingga 50%. Data diambil dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari bottom ash hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan temperatur flue gas dalam satuan celsius. Setiap kurva merepresentasikan perilaku perubahan profil temperatur di setiap perbedaan injeksi excess air.

Pada elevasi lower combustion zone, temperatur naik seiring naiknya excess air dari 0% hingga 40%. Hal ini dikarenakan pada kondisi tanpa excess air (0%), jumlah oksigen yang tersedia di sekitar burner belum mencukupi untuk menyelesaikan reaksi pembakaran volatile matter maupun char di lower combustion zone. Lonjakan temperatur paling signifikan dari 0% ke 10% terjadi karena pada rentang ini terdapat penambahan oksigen yang berperan sebagai *limiting reactant* sehingga sedikit kenaikan suplai O₂ saja sudah cukup untuk mempercepat reaksi pelepasan panas atau pembakaran. Namun, pada excess air 50% temperatur puncak mengalami sedikit penurunan. Hal ini dikarenakan pada elevasi ini, semua oksigen sudah bereaksi dengan char sehingga sisa udara yang tidak bereaksi justru menyerap panas dari pembakaran sekitar.

Akibat dari oksigen yang tidak cukup untuk terjadinya reaksi pembakaran di lower combustion zone, sebagian partikel batubara baru dapat melepaskan panasnya di elevasi yang lebih tinggi. Hal ini dapat dilihat dari gambar 4.4 bahwa pada elevasi upper combustion zone, terdapat lonjakan temperatur signifikan untuk kondisi tanpa excess air (0%). Fenomena ini terjadi karena char yang belum sempat bereaksi di lower combustion zone akibat keterbatasan oksigen akhirnya memperoleh suplai oksigen tambahan dari Overfire Air (OFA) yang diinjeksikan pada elevasi yang lebih atas, sehingga reaksi pembakaran char yang sebelumnya tertahan dapat berlangsung dan melepaskan heat secara signifikan di zona ini.

Selain itu, dapat diamati bahwa pada burnout zone terjadi fenomena yang merupakan kebalikan dari lower combustion zone. Pada zona ini, *excess air* 0% justru memiliki temperatur yang konsisten paling tinggi di sepanjang elevasi, diikuti oleh *excess air* 10% sebagai temperatur tertinggi kedua, dan seterusnya secara berurutan hingga *excess air* 50% yang memiliki temperatur paling rendah secara konsisten sampai elevasi FEGT. Hal ini, terjadi karena pada excess air rendah, reaksi pembakaran char masih berlangsung pada elevasi burnout zone hingga fegt, sesuai dengan contour DPM Burnout pada gambar 4.2.

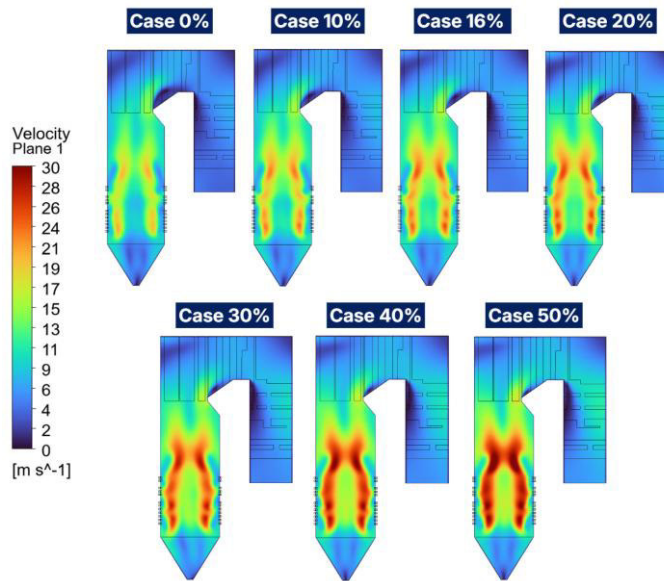
Tabel 4.2 Kontur Temperatur Tiap Variasi Excess Air



Tabel 4.2 menyajikan distribusi temperatur pada penampang melintang furnace di elevasi PA A hingga OFA untuk keseluruhan variasi excess air. Secara umum, seluruh kontur menunjukkan pola fireball khas pembakaran tangential firing, yaitu zona bertemperatur tinggi (merah, $>1400^{\circ}\text{C}$) yang terkonsentrasi di pusat furnace dan dikelilingi oleh daerah bertemperatur rendah di keempat sudut. Pola ini terbentuk akibat semburan udara-batubara dari keempat sudut burner yang diarahkan secara tangensial, sehingga menciptakan pusaran (rotating vortex) di tengah furnace yang mengintensifkan pencampuran dan reaksi pembakaran.

Pada elevasi PA A, fireball mulai terbentuk seiring dengan pengapian awal coal particle oleh aliran udara primer. Intensitas temperatur kemudian meningkat di elevasi PA B dan PA C, yang merupakan zona pembakaran aktif di mana volatile combustion dan char oxidation berlangsung paling intens, sehingga fireball pada kedua elevasi ini tampak paling merah dan meluas. Di elevasi PA D, pola serupa masih terlihat namun dengan sedikit perluasan zona panas ke arah dinding akibat pengembangan fireball seiring naiknya produk pembakaran.

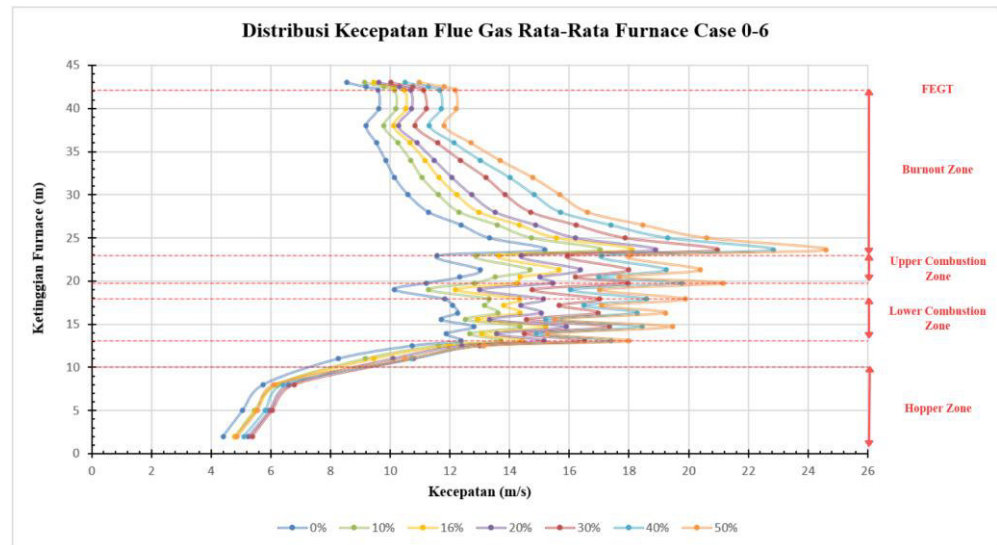
4.2.3 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Distribusi Kecepatan



Gambar 4.5 Kontur Kecepatan Bidang XY Pada Variasi Excess Air.

Pada Gambar 4.5, ditunjukkan kontur profil kecepatan pada bidang XY untuk kondisi case excess air 0% hingga 50%. Bidang XY dipilih karena menggambarkan proses pembakaran pada boiler. Kecepatan flue gas merupakan salah satu karakteristik pembakaran, yang menentukan mixing air-fuel. Pada bagian kiri ditunjukkan skala kontur kecepatan dari rentang 0 m/s hingga 30 m/s. Warna biru menunjukkan kontur kecepatan rendah dan warna hijau, jingga hingga merah menunjukkan kontur kecepatan sedang hingga tinggi. Pada keseluruhan case menunjukkan kontur pembakaran terpusat pada tengah furnace dengan warna biru, jingga hingga kemerahan. Fenomena demikian menunjukkan adanya dinamika profil aliran proses pembakaran.

Kontur velocity pada gambar 4.5 menampilkan distribusi kecepatan flue gas yang konsisten pada furnace, yaitu area pusat furnace atau main combustion zone menunjukkan daerah dengan kecepatan tinggi dibandingkan area upstream dan bottom ash dengan nilai velocity mencapai 20–30 m/s (ditunjukkan warna oranye hingga merah). Hal ini menunjukkan bahwa proses pencampuran bahan bakar dan udara terjadi secara efisien. Pada case 2 (10% excess air), area pusat furnace menunjukkan kontur kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan kondisi 0% excess air, meskipun tidak begitu besar. Demikian dengan meningkatnya variasi excess air (0% hingga 50%) menyebabkan kecepatan pada pusat furnace atau main combustion zone semakin tinggi.

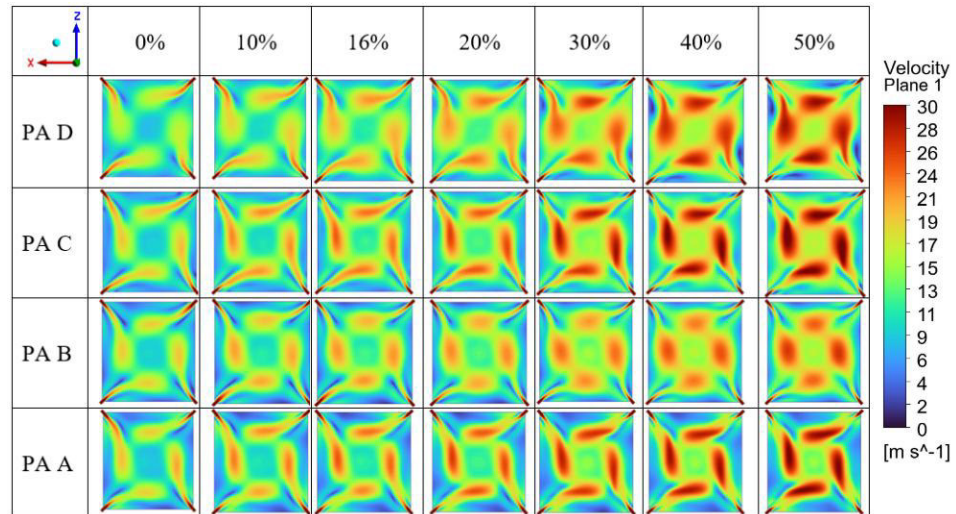


Gambar 4.6 Grafik Kecepatan Rata-Rata Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Karakteristik pembakaran profil kecepatan merupakan aspek analisis temperatur pada operasional boiler. Sehingga untuk analisis secara komprehensif, disajikan grafik profil kecepatan untuk case 1 (excess air 0%) dan case 2-7 (excess air 10-50%) pada Gambar 4.7. Data diambil dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari bottom ash hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan kecepatan rata-rata flue gas dalam satuan m/s.

Kondisi 1 (excess air 0%), kurva kecepatan rata-rata menunjukkan tren meningkat pada elevasi bawah (bottom ash) hingga area main burners, dengan kecepatan puncak rata-rata mencapai 12 m/s. Lalu pada area main burner, kecepatan rata-rata ber osilasi dikarenakan adanya injeksi dari inlet primary air dan secondary air. Setelah melewati area main burners, kecepatan rata rata meningkat kembali pada area CCOFA hingga mencapai 15 m/s. Hal ini terjadi karena terdapat udara tambahan pada area CCOFA. Setelah area CCOFA, kecepatan rata-rata flue gas menunjukkan tren menurun. Namun, saat memasuki area nose boiler (sebelum FEGT), kecepatan mulai meningkat kembali. Fenomena demikian terjadi karena pada area nose boiler, terjadi pengurangan luasan area boiler. Konsekuensinya adalah peningkatan kecepatan flue gas hingga area FEGT mencapai 9,5 m/s. Pada case 2 (excess air 10%) memiliki tren kecepatan rata-rata yang sama namun dengan nilai yang lebih tinggi daripada kondisi case 1 (excess air 0%), demikian juga dengan case 3 hingga 6 (excess air 16-50%) dimana tren kecepatan tetap sama tapi seiring meningkatnya excess air nilainya semakin besar.

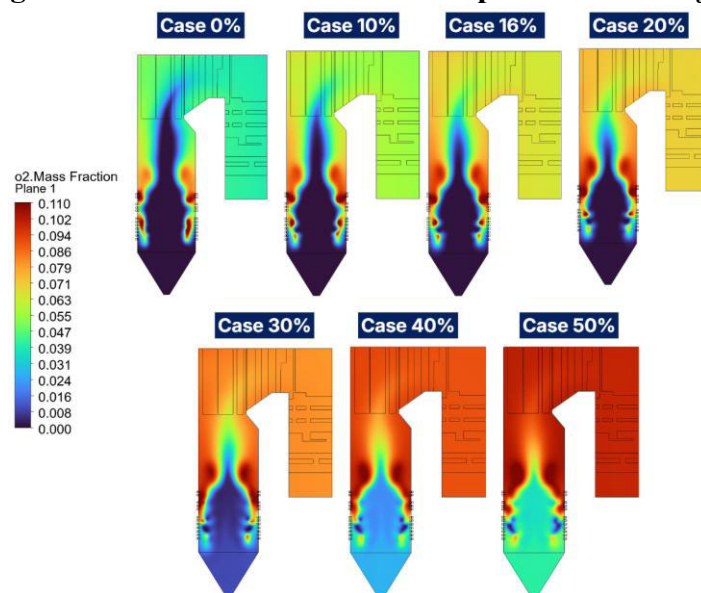
Tabel 4.3 Kontur Kecepatan Tiap Variasi Excess Air



Pada Tabel 4.3. ditunjukkan kontur profil kecepatan untuk elevasi burner primary air A-D. Pada bagian kanan ditunjukkan skala kecepatan dengan warna biru mengindikasikan kecepatan rendah dan warna jingga hingga merah menunjukkan kecepatan tinggi. Profil kecepatan memiliki rentang antara 0 m/s hingga 30 m/s. Kemudian, setiap baris menunjukkan lokasi elevasi dan setiap kolom menunjukkan variasi injeksi excess air

Pada case 1 (excess air 0%) menunjukkan kondisi kecepatan yang terpusat di center furnace, dan di bagian sisi-sisi furnace memiliki kecepatan rendah dengan bagian pusat fireball memiliki kecepatan rendah dibanding area fireball yang lain. Begitu juga dengan case excess air 10-50% memiliki pola aliran yang sama namun dengan nilai kecepatan yang lebih tinggi. Hal tersebut dikarenakan semakin tinggi nilai excess air, maka mass flow rate fluida yang memasuki inlet semakin tinggi sedangkan luas penampang inlet tidak berubah.

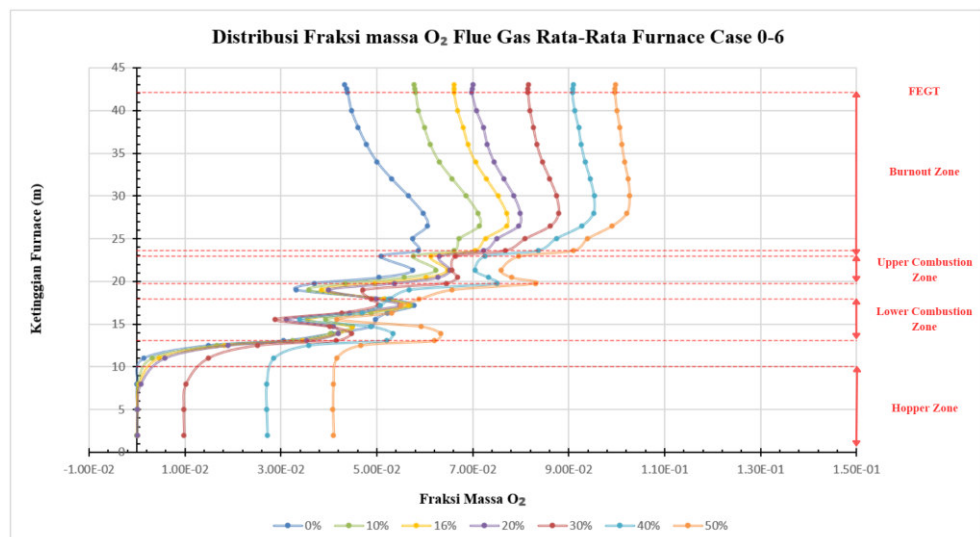
4.2.4 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Fraksi dan Laju Massa O₂



Gambar 4.7 Kontur Fraksi Massa O₂ Pada Variasi Excess Air.

Pada Gambar 4.7 ditunjukkan kontur O₂ mass fraction di pada bidang XY untuk ketujuh variasi excess air, yaitu 0%, 10%, 16%, 20%, 30%, 40%, dan 50%. Pada bagian kiri ditampilkan skala warna O₂ mass fraction dengan rentang nilai 0.000 hingga 0.110, di mana warna biru tua mengindikasikan kondisi oxygen-depleted (O₂ mass fraction $\approx$ 0.000) dan warna merah tua menunjukkan konsentrasi oksigen tertinggi (O₂ mass fraction $\approx$ 0.110). Kontur ini menggambarkan distribusi ketersediaan oksigen di seluruh ketinggian furnace, yang secara langsung mencerminkan intensitas konsumsi oksigen oleh reaksi pembakaran pada setiap elevasi.

Pada case excess air 0%, oxygen-depleted zone tampak menjalar sangat tinggi, bahkan hingga memasuki area superheater. Kondisi ini mengindikasikan bahwa reaksi combustion masih berlangsung hingga elevasi yang tinggi akibat ketidakcukupan pasokan oksigen di combustion zone, sehingga proses char oxidation terpaksa terus berlanjut ke zona yang lebih tinggi untuk menghabiskan sisa unburnt char yang terbawa aliran flue gas. Hal ini selaras dengan kontur DPM burnout pada Gambar 4.2 yang menunjukkan keberadaan unburnt char hingga area superheater pada case yang sama. Seiring dengan meningkatnya excess air dari 0% hingga 50%, ketinggian oxygen-depleted zone semakin berkurang, yang mengindikasikan bahwa proses combustion batubara telah selesai pada elevasi yang lebih rendah akibat ketersediaan oksigen yang semakin memadai di combustion zone. Perubahan yang lebih signifikan mulai terlihat pada case excess air 30%, di mana oxygen-depleted zone mulai menyusut secara substansial dan pada case 40% serta 50% praktis menghilang. Kondisi ini menandakan bahwa pasokan oksigen yang dipasok telah melampaui kebutuhan stoikiometri reaksi combustion, sehingga terdapat residual oxygen yang tidak terpakai dan terbawa bersama aliran flue gas ke seluruh zona furnace.



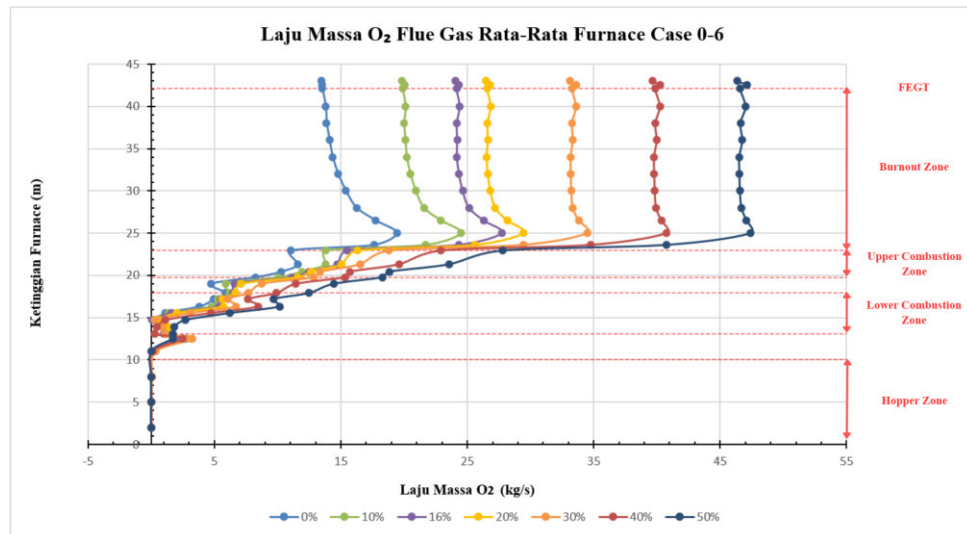
Gambar 4.8 Grafik Fraksi Massa O₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Untuk menganalisis distribusi konsentrasi oksigen secara kuantitatif di sepanjang ketinggian furnace, disajikan grafik distribusi fraksi massa O₂ flue gas rata-rata furnace untuk seluruh variasi excess air pada Gambar 4.X. Data diambil

dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari hopper hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan O₂ mass fraction rata-rata dalam flue gas.

Pada hopper zone (0–10 m), seluruh variasi excess air menunjukkan O₂ mass fraction yang sangat rendah mendekati nol, mengindikasikan bahwa pada elevasi terbawah ini belum terdapat pasokan udara sehingga kandungan O₂ dalam flue gas hampir tidak terdeteksi. Memasuki lower combustion zone (10–13 m), O₂ mass fraction mulai meningkat seiring dimulainya injeksi primary air dan secondary air pada elevasi burner paling bawah. Pada zona ini, seluruh kurva mulai menunjukkan divergensi yang semakin jelas antar case. Fenomena yang paling menonjol di combustion zone, baik lower (10–13 m) maupun upper combustion zone (13–22.5 m), adalah pola osilasi yang khas pada semua kurva. Pola ini terbentuk karena pada setiap elevasi burner, injeksi udara menyebabkan lonjakan O₂ mass fraction secara lokal, namun O₂ yang baru diinjeksikan tersebut segera dikonsumsi oleh reaksi char oxidation dan combustion volatile matter di antara elevasi burner berikutnya, sehingga kurva berfluktuasi naik-turun secara berulang sepanjang combustion zone. Amplitudo osilasi ini semakin besar seiring meningkatnya excess air, mengindikasikan bahwa pada case excess air tinggi, jumlah O₂ yang diinjeksikan per elevasi burner lebih besar sehingga fluktuasinya lebih signifikan.

Setelah melewati upper combustion zone dan memasuki burnout zone (22.5–42 m), pola osilasi menghilang dan kurva seluruh case menunjukkan tren peningkatan O₂ mass fraction yang monoton menuju FEGT. Pada case excess air rendah (0%–20%), peningkatan di burnout zone berlangsung lambat karena residual unburnt char yang masih ada di zona ini terus mengkonsumsi sisa oksigen. Sebaliknya, pada case excess air tinggi (30%–50%), O₂ mass fraction di burnout zone tetap tinggi dan meningkat dengan gradient yang lebih besar, mengindikasikan bahwa proses combustion telah lebih sempurna diselesaikan di elevasi yang lebih rendah sehingga konsumsi O₂ di burnout zone jauh berkurang. Pada FEGT (± 42 m), seluruh case mencapai nilai O₂ mass fraction tertingginya dengan pemisahan antar case yang sangat jelas, di mana semakin tinggi excess air semakin besar pula O₂ mass fraction di FEGT. Kondisi ini mengkonfirmasi bahwa peningkatan excess air secara konsisten meningkatkan konsentrasi residual oxygen dalam flue gas yang meninggalkan furnace, yang berimplikasi langsung pada peningkatan stack loss dan penurunan efisiensi termal boiler.



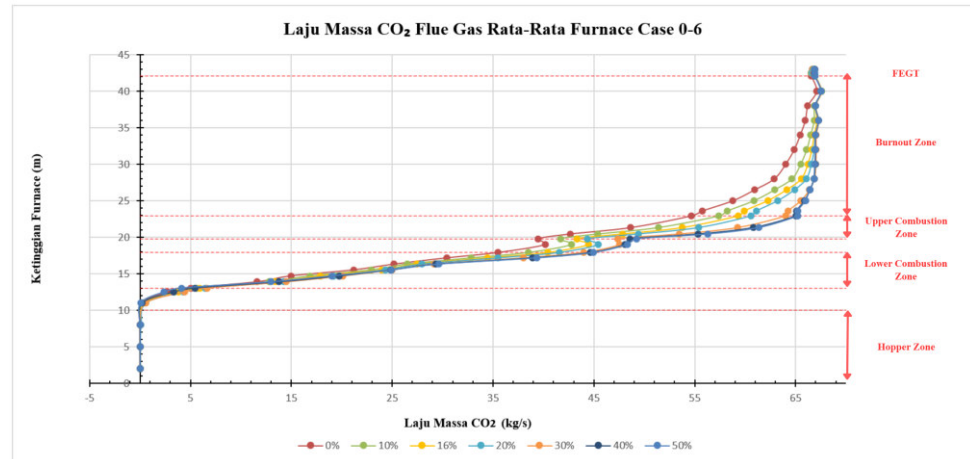
Gambar 4.9 Grafik Laju Massa O₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Untuk menganalisis distribusi oksigen secara kuantitatif di sepanjang ketinggian furnace, disajikan grafik laju massa O₂ flue gas rata-rata furnace untuk seluruh variasi excess air pada Gambar 4.X. Data diambil dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari hopper hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan laju massa O₂ rata-rata dalam flue gas dalam satuan kg/s.

Pada seluruh variasi excess air, kurva laju massa O₂ menunjukkan nilai yang sangat kecil dan hampir seragam di hopper zone (0–10 m), mengindikasikan bahwa pada elevasi terbawah ini belum terdapat pasokan udara yang signifikan sehingga kandungan O₂ dalam flue gas mendekati nol. Memasuki lower combustion zone (10–15 m), laju massa O₂ mulai meningkat seiring dimulainya injeksi primary air dan secondary air melalui nosel burner pada masing-masing elevasi, di mana kurva antar case mulai memperlihatkan divergensi yang semakin nyata. Pada upper combustion zone (15–22.5 m), laju massa O₂ terus meningkat namun dengan laju yang lebih lambat dibandingkan di lower combustion zone. Hal ini disebabkan oleh reaksi char oxidation yang masih berlangsung secara intensif di zona ini, sehingga sebagian besar O₂ yang baru diinjeksikan langsung dikonsumsi oleh reaksi pembakaran. Memasuki burnout zone (22.5–42 m), kurva laju massa O₂ pada case excess air rendah (0%–20%) menunjukkan tren yang relatif stagnan, mengindikasikan bahwa proses combustion residual unburnt char yang masih berlangsung di zona ini terus mengkonsumsi sisa oksigen yang ada. Sebaliknya, pada case excess air tinggi (30%–50%), laju massa O₂ di burnout zone tetap tinggi karena proses combustion telah berlangsung lebih sempurna di elevasi yang lebih rendah sehingga konsumsi O₂ di zona ini jauh berkurang. Pada FEGT (±42 m), seluruh case mencapai nilai laju massa O₂ tertingginya dengan perbedaan yang sangat signifikan antar case. Case 0% mencatat laju massa O₂ di FEGT sekitar 13 kg/s, sementara case 10%, 16%, dan 20% secara berturut-turut mencapai sekitar 18, 23, dan 25 kg/s. Case excess air tinggi, yaitu 30%, 40%, dan 50%, menunjukkan laju massa O₂ di FEGT yang jauh lebih besar, masing-masing sekitar 32, 38, dan

46 kg/s. Semakin besarnya laju massa O₂ di FEGT seiring meningkatnya excess air mengkonfirmasi keberadaan residual oxygen yang semakin besar dalam flue gas yang meninggalkan furnace, yang berimplikasi pada meningkatnya stack loss dan penurunan efisiensi termal boiler secara keseluruhan.

4.2.5 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Massa CO₂



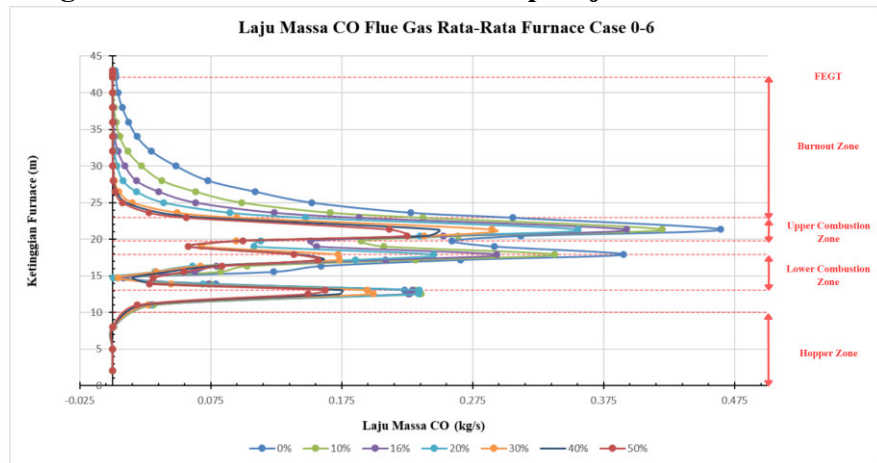
Gambar 4.10 Grafik Laju Massa CO₂ Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Untuk menganalisis distribusi produksi CO₂ secara kuantitatif di sepanjang ketinggian furnace, disajikan grafik laju massa CO₂ flue gas rata-rata furnace untuk seluruh variasi excess air pada Gambar 4.X. Data diambil dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari hopper hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan laju massa CO₂ rata-rata dalam flue gas dalam satuan kg/s.

Pada hopper zone (0–10 m), seluruh variasi excess air menunjukkan laju massa CO₂ yang sangat rendah mendekati nol, yang sesuai dengan kondisi di mana proses combustion belum berlangsung pada elevasi terbawah furnace sehingga belum terbentuk produk pembakaran secara signifikan. Memasuki lower combustion zone (10–13 m), laju massa CO₂ mulai meningkat seiring dimulainya injeksi batubara dan udara melalui nosel burner. Pada zona ini seluruh kurva antar case tampak sangat berdekatan satu sama lain, mengindikasikan bahwa inisiasi reaksi combustion dan laju produksi CO₂ awal pada semua variasi excess air berjalan pada tingkat yang relatif sama. Kondisi ini terjadi karena pada elevasi-elevasi burner terbawah, reaksi pembakaran baru saja dimulai dan laju produksi CO₂ masih belum mencerminkan perbedaan pasokan udara antar case secara signifikan. Memasuki upper combustion zone (13–22.5 m), laju massa CO₂ terus meningkat dengan gradient yang lebih besar seiring semakin intensifnya reaksi char oxidation dan combustion volatile matter di zona ini. Seluruh kurva masih bergerak dalam lintasan yang berdekatan, meskipun mulai terlihat sedikit pemisahan antar case. Setelah melewati batas upper combustion zone dan memasuki burnout zone (22.5–42 m), kurva antar case mulai mengalami divergensi yang semakin jelas. Pada zona ini, laju massa CO₂ terus meningkat secara monoton menuju FEGT, namun dengan laju peningkatan yang berbeda antar case. Case excess air rendah (0%–10%) menunjukkan laju peningkatan CO₂ yang lebih besar di burnout zone,

mengindikasikan bahwa proses combustion residual unburnt char masih berlangsung aktif di zona ini akibat ketidaksempurnaan pembakaran di lower furnace. Sebaliknya, pada case excess air tinggi (30%–50%), proses combustion telah berlangsung lebih sempurna di elevasi yang lebih rendah sehingga kontribusi burnout zone terhadap total produksi CO₂ relatif lebih kecil. Pada FEGT (± 42 m), seluruh case mencapai nilai laju massa CO₂ tertinggi dalam rentang sekitar 60–67 kg/s, dengan case 0% menghasilkan laju massa CO₂ terendah karena masih ada carbon dalam char yang masih belum bereaksi dengan oksigen.

4.2.6 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Laju Massa CO



Gambar 4.11 Grafik Laju Massa CO Tiap Elevasi Variasi Excess Air.

Untuk menganalisis distribusi laju produksi dan konsumsi CO secara kuantitatif di sepanjang ketinggian furnace, disajikan grafik laju massa CO flue gas rata-rata furnace untuk seluruh variasi excess air pada Gambar 4.11. Data diambil dari sampel sebanyak 30 XZ-plane dari hopper hingga FEGT. Sumbu-y merepresentasikan ketinggian furnace dalam satuan meter, dan sumbu-x merepresentasikan laju massa CO rata-rata dalam flue gas dalam satuan kg/s.

Pada hopper zone (0–10 m), seluruh variasi excess air menunjukkan CO mass flow yang mendekati nol, sesuai dengan kondisi di mana reaksi combustion belum berlangsung sehingga belum terbentuk CO secara signifikan. Memasuki lower combustion zone (10–13 m), CO mass flow mulai meningkat seiring dimulainya reaksi pembakaran volatile matter dan char oxidation di elevasi burner terbawah. CO pada zona ini terbentuk sebagai produk antara dari reaksi volatile combustion dan char oxidation ($C(s) + 0.5O_2 \rightarrow CO$), serta dari Boudouard reaction ($C(s) + CO_2 \rightarrow 2CO$) yang aktif pada kondisi oxygen-deficient.

Fenomena yang paling mencolok terlihat di sepanjang combustion zone, baik lower maupun upper combustion zone (13–22.5 m), di mana seluruh kurva menunjukkan pola osilasi yang khas. Pola ini terbentuk akibat kompetisi yang berlangsung berulang pada setiap elevasi burner: injeksi bahan bakar dan udara menyebabkan lonjakan produksi CO secara lokal melalui volatile combustion dan char oxidation, namun CO yang terbentuk segera dikonsumsi oleh reaksi CO combustion ($CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$) pada elevasi berikutnya di mana O₂ masih

tersedia. Amplitudo osilasi ini paling besar pada case 0% dan semakin mengecil seiring meningkatnya excess air, mengindikasikan bahwa ketersediaan O₂ yang lebih besar pada case excess air tinggi memungkinkan oksidasi CO menjadi CO₂ berlangsung lebih cepat sehingga akumulasi CO lokal dapat ditekan.

Saat memasuki burnout zone (22.5–42 m). Pada case 0%, laju massa CO di burnout zone masih sangat tinggi dan menurun secara lambat menuju FEGT, mengindikasikan bahwa proses oksidasi CO sangat terhambat akibat keterbatasan O₂ di zona tersebut, sekaligus diperkuat oleh kontribusi Boudouard reaction yang terus memproduksi CO dari unburnt char yang masih hadir di elevasi tinggi. Case 10% menunjukkan tren serupa namun dengan laju massa CO yang sedikit lebih rendah. Sedemikian, case 16% hingga 50% menunjukkan penurunan laju massa CO yang jauh lebih curam di burnout zone, di mana ketersediaan residual O₂ yang memadai memfasilitasi oksidasi CO secara efektif sehingga laju massa CO mendekati nol sebelum mencapai FEGT.

4.3 Analisis Pengaruh Variasi Injeksi Excess Air Terhadap Efficiency Loss Dry Flue Gas

4.3.1 Contoh Perhitungan Efficiency Loss Dry Flue Gas (Case 16%)

$$Q_{L,DG} = \frac{M_{FrDfg} \times C_p \times (T_f - T_a)}{HHV_{fuel}} \times 100\%$$

Untuk mencari nilai M_{FrDfg} , pertama harus menentukan dengan persamaan berikut :

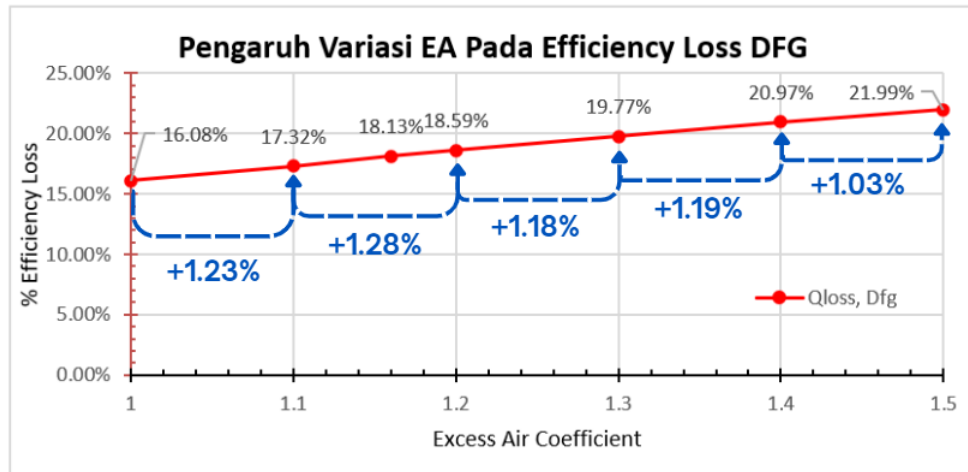
$$\begin{aligned} M_{FrDfg} &= M_{CO_2} + M_{N_2 \text{ in coal}} + M_{N_2 \text{ in theoretical air}} + M_{O_2} \\ M_{FrDfg} &= \frac{\frac{\%wt C \times Mr CO_2}{100}}{Ar C} + \frac{\%wt N_2 \text{ in coal}}{100} + \frac{AFR_{actual} \times N_2 \text{ in air}}{100} \\ M_{FrDfg} &= \frac{\frac{47.52 \times 44}{100}}{12} + \frac{0.669}{100} + \frac{7.64 \times 77}{100} + \frac{(7.64 - 6.59) \times 23}{100} \\ M_{FrDfg} &= 7.873 \frac{kg \text{ dry flue gas}}{kg \text{ fuel}} \end{aligned}$$

Setelah nilai M_{FrDfg} diketahui, Losses karena dry flue gas dapat dihitung seperti berikut :

$$Q_{L,DG} = \frac{7.873 \times 0.27196 \times (405 - 28)}{4452} \times 100\%$$

$$Q_{L,DG} = 18.13\%$$

4.3.2 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Dry Flue Gas



Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Variasi Excess Air Pada Flue Gas Final Reheater.

Apabila diamati peningkatan efficiency loss antar variasi excess air pada Gambar 4.12, terlihat bahwa kenaikan yang terjadi relatif konsisten pada kisaran 1.03% hingga 1.28% untuk setiap penambahan 10% excess air, dengan kenaikan tertinggi terjadi pada rentang EA 10% ke 16% sebesar +1.28% dan kenaikan terendah pada rentang EA 40% ke 50% sebesar +1.03%. Konsistensi nilai incremental ini mengindikasikan bahwa hubungan antara excess air dan efficiency loss akibat dry flue gas bersifat mendekati linear.

Namun, meskipun peningkatan efficiency loss per step relatif kecil secara persentase, dampaknya terhadap biaya operasional pembangkit tetap signifikan apabila ditinjau dari sisi konsumsi fuel. Berdasarkan perhitungan economic impact, setiap penurunan boiler efficiency sebesar 1% (misalkan dari 85% menjadi 84%) akan meningkatkan kebutuhan fuel sebesar 0.515 kg/s atau setara 1,857 ton/jam, yang apabila diakumulasikan selama 7,008 jam operasi per tahun menghasilkan extra fuel consumption sebesar 13,016 ton/tahun. Dengan asumsi harga coal sebesar Rp1,200,000/ton, hal ini setara dengan extra cost sebesar Rp15.61 Miliar/tahun. Apabila efficiency loss meningkat 2% (dari 85% menjadi 83%), extra cost yang timbul meningkat hampir dua kali lipat menjadi Rp31.62 Miliar/tahun, menunjukkan bahwa hubungan antara penurunan efisiensi dan biaya tambahan bersifat proporsional. Dengan mengacu pada rentang efficiency loss hasil simulasi yang meningkat dari 16.08% pada Case 0% hingga 21.99% pada Case 50%, atau selisih total sebesar 5.91%, maka pemilihan excess air yang terlalu tinggi berpotensi menimbulkan extra cost operasional yang cukup besar dalam skala tahunan, sehingga penentuan excess air optimum perlu mempertimbangkan trade-off antara kualitas combustion dan efisiensi termal boiler secara keseluruhan.

4.4 Analisis Pengaruh Variasi Injeksi Excess Air Terhadap Temperatur Tube FRH

4.4.1 Contoh Perhitungan Variasi Excess Air 0%

Untuk menganalisis pengaruh variasi excess air terhadap temperatur tube final reheater, akan dilakukan perhitungan menggunakan metode analisa satu dimensi. Untuk properti flue gas akan dievaluasi pada temperatur maximum dari software ansys fluent. Berikut disajikan contoh perhitungan :

1. Mengambil Data Simulasi

$$T_{\max} = 1067.1394 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$V_{\max} = 9.291233 \text{ m/s}$$

2. Mencari Properti Flue Gas & Steam

$$T_{\max} = 1067.1394 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Thermal conductivity	kg	0.07311821	W/m·K
Dynamic viscosity	μg	4.10399E-05	kg/m·s
Density	ρg	0.342013839	kg/m ³
Prandtl number	Pr,g	0.698845	-
Specific heat	Cp_g	1246.327257	(J/kg·K)

$$T_{\text{mean steam}} = T_s = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{488 + 541}{2} = 514.5 \text{ }^{\circ}\text{C} = 787.65^{\circ}\text{K}$$

Thermal conductivity steam	ks	0.084546	(W/m·K)
Dynamic viscosity steam	μs	2.92E-05	(Pa·s)
Density steam	ρs	9.2397	(kg/m ³)
Prandtl number steam	Pr,s	0.78114	-
specific heat capacity	Cp	2258.396	(J/kg·K)
Jumlah tube	n	793	-
mass flow front Panel RH	m	208	kg/s
Mass flow rate steam per tube	m_tube	0.262295	kg/s

3. Mencari Properti Tube

Diameter luar tube	dout	0.06	m
Diameter dalam tube	din	0.052	m
Tebal dinding tube	t	0.004	m
Panjang tube	Ltube	9.214	m
Jenis material tube	Material	12CrMoVG	
Thermal conductivity material tube	λwall	33.4	W/m·K

Jarak Transversal antar Tube (ST)	ST	228.6	mm
Jarak Longitudinal antar Tube (SL)	SL	120	mm
ST/SL > 0.7?		1.905	
NL		13	row

4. Menghitung Koefisien Konveksi Sisi Luar (Flue Gas)

- $$Re_{D,out} = \frac{\rho_g \times V_{max} \times D}{\mu_g}$$

$$= \frac{0.342 \times 9.291 \times 0.06}{4.10399E - 05}$$

$$= 4645.811$$

- $$\overline{Nu_D} = C_1 C_2 Re_{D,out}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_g}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

$$= 0.27 \times 0.98 \times 4645.811^{0.63} 0.698845^{0.36} \left(\frac{0.698845}{0.78114}\right)^{1/4}$$

$$= 46.209$$

- $$h_{out} = \frac{Nu_D \times k_g}{D}$$

$$= \frac{46.209 \times 0.07311821}{0.06}$$

$$= 56.312 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

5. Menghitung Koefisien Konveksi Sisi Dalam (Steam Gas)

- $$Re_{D,in} = \frac{4\dot{m}}{\pi \times d \times \mu_s}$$

$$= \frac{4 \times 0.262295}{\pi \times 0.052 \times 2.92E - 05}$$

$$= 219622$$

- $$\overline{Nu_d} = 0.023 Re_{D,in}^{4/5} Pr_s^{0.4}$$

$$= 0.023 \times 219622^{4/5} \times 0.78114^{0.4}$$

$$= 390.984$$

- $$h_{in} = \frac{Nu_d \times k_s}{d}$$

$$= \frac{390.984 \times 0.07311821}{0.052}$$

$$= 635.695 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

6. Menghitung Thermal Resistance

- $$R'_{Conv,out} = \frac{1}{\pi \times D \times h_{out}}$$

$$= \frac{1}{\pi \times 0.6 \times 56.312}$$

$$= 0.094209758 \text{ } ^\circ K/W$$

- $$R'_{Cond} = \frac{\ln(D/d)}{2\pi \times \lambda_{wall}}$$

$$= \frac{\ln(0.06/0.052)}{2\pi \times 33.4}$$

$$= 0.000681892 \text{ } ^\circ K/W$$

- $$R'_{Conv,In} = \frac{1}{\pi \times d \times h_{in}}$$

$$= \frac{1}{\pi \times 0.052 \times 219622}$$

$$= 0.009629365 \text{ } ^\circ K/W$$

7. Menghitung Heat Flux (q')

- $$q' = \frac{T_g - T_s}{R'_{Conv,Out} + R'_{Cond} + R'_{Conv,In}}$$

$$= \frac{1067.1394 - 787.65}{0.094209758 + 0.000681892 + 0.009629365}$$

$$= 2674 \text{ W/m}$$

8. Menghitung Temperatur Outer Tube

- $$q' = \frac{T_{out} - T_s}{R'_{Cond} + R'_{Conv,In}}$$

$$2674 = \frac{T_{out} - 787.65}{0.000681892 + 0.009629365}$$

$$T_{out} = 815.222 \text{ } ^\circ K$$

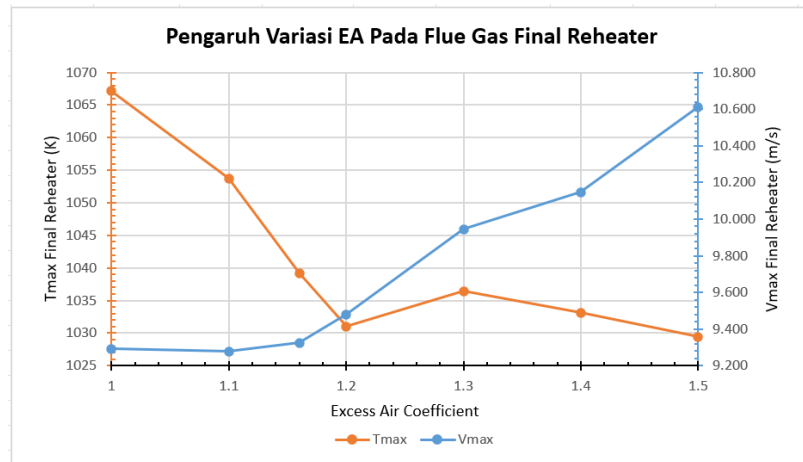
9. Menghitung Temperatur Inner Tube

- $$q' = \frac{T_{in} - T_s}{R'_{Conv,In}}$$

$$2674 = \frac{T_{in} - 787.65}{0.009629365}$$

$$T_{out} = 813.398 \text{ } ^\circ K$$

4.4.2 Analisis Pengaruh Variasi Excess Air Terhadap Temperatur Final Reheater Tube

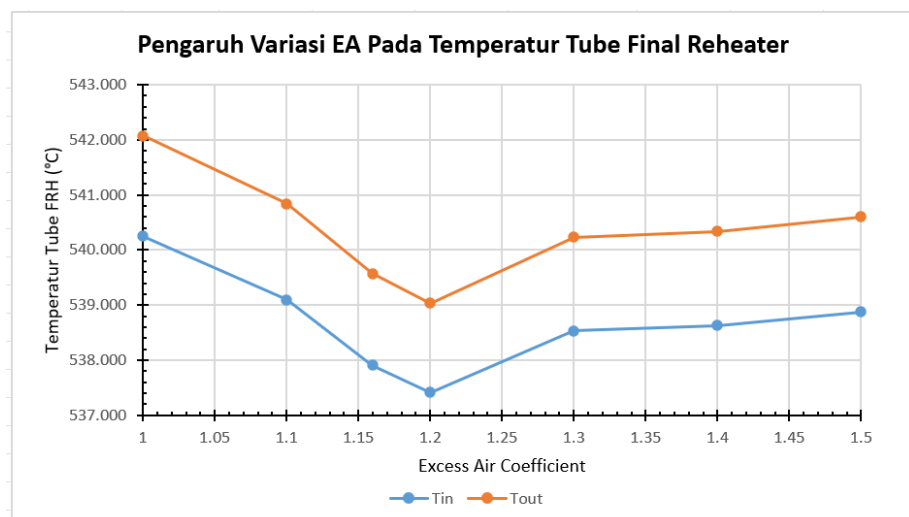


Gambar 4.13 Grafik Pengaruh Variasi Excess Air Pada Flue Gas Final Reheater.

Tabel 4.4 Data Temperatur dan Kecepatan Pada Variasi Excess Air

EA	1	1.1	1.16	1.2	1.3	1.4	1.5
Tmax (K)	1067.139	1053.741	1039.206	1031.052	1036.458	1033.145	1029.456
Vmax (m/s)	9.291	9.279	9.325	9.479	9.945	10.146	10.611

Untuk menganalisis dampak variasi excess air terhadap temperatur tube final reheater, diperlukan data temperatur flue gas dan kecepatan flue gas maximum pada zona final reheater. Disajikan grafik temperatur dan kecepatan maximum untuk seluruh variasi excess air pada Gambar 4.12. Sumbu-y kiri merepresentasikan Temperatur flue gas maximum dalam satuan Kelvin, Sumbu-y kanan merepresentasikan Kecepatan flue gas maximum dalam satuan m/s dan sumbu-x merepresentasikan koefisien excess air.



Gambar 4.14 Grafik Pengaruh Variasi Excess Air Pada Tube Final Reheater.

Tabel 4.5 Data Temperatur Tube Pada Variasi Excess Air

EA	1	1.1	1.16	1.2	1.3	1.4	1.5
Tout	542.0723	540.8357	539.57	539.0365	540.235	540.3356	540.5986
Tin	540.2489	539.0941	537.9121	537.4139	538.5331	538.6271	538.8727

Pengaruh variasi excess air terhadap temperatur tube final reheater dianalisis menggunakan metode satu dimensi berbasis thermal resistance, di mana properti flue gas dievaluasi pada Tmax yang diperoleh dari hasil simulasi ANSYS Fluent dan properti steam dievaluasi pada temperatur rata-rata (Tmean). Hasil perhitungan untuk seluruh kasus excess air disajikan pada Gambar 4.X, yang menampilkan temperatur permukaan luar tube (Tout) dan temperatur permukaan dalam tube (Tin) sebagai fungsi excess air coefficient.

Secara umum, tren temperatur tube final reheater menunjukkan pola penurunan dari 0% excess air hingga mencapai nilai minimum pada 20% excess air, diikuti oleh sedikit kenaikan dan stabilisasi pada kasus-kasus excess air yang lebih tinggi. Pada 0% excess air (EA coefficient = 1.0), Tout dan Tin masing-masing bernilai 542.072°C dan 540.249°C. Seiring peningkatan excess air, kedua nilai temperatur tersebut menurun secara konsisten hingga mencapai titik minimum pada 20% excess air (EA coefficient = 1.2), yakni Tout = 539.036°C dan Tin = 537.414°C. Penurunan ini berkorelasi langsung dengan turunnya Tmax flue gas yang signifikan dari 1067.14 K pada 0% excess air menjadi 1031.05 K pada 20% excess air sementara Vmax relatif tidak banyak berubah pada rentang ini (9.291–9.479 m/s). Penurunan ini berkorelasi langsung dengan turunnya Tmax flue gas yang signifikan dari 1067.14 K pada 0% excess air menjadi 1031.05 K pada 20% excess air sehingga driving force heat transfer (Tmax – Ts) mengalami penurunan sebesar ~12.9%. Sementara itu, Vmax hanya berubah dari 9.291 m/s menjadi 9.479 m/s (~2%) pada rentang yang sama, dan pengaruhnya terhadap hout tidak terlalu signifikan mengikuti hubungan $Nu \propto Re^{0.63}$, sehingga perubahan yang dihasilkan pada Rtotal sangat terbatas. Dengan demikian, penurunan temperatur tube pada rentang 0%–20% excess air lebih ditentukan oleh turunnya Tmax sebagai driving force utama heat transfer dibandingkan perubahan Vmax.

Pada 30% excess air (EA coefficient = 1.3), temperatur tube mengalami kenaikan moderat dengan Tout mencapai 540.235°C dan Tin mencapai 538.533°C. Kenaikan ini berkorelasi dengan naiknya kembali Tmax ke 1036.46 K, yang lebih tinggi dibandingkan kasus 20% excess air. Pada 40% dan 50% excess air (EA coefficient = 1.4 dan 1.5), meskipun Tmax kembali menurun ke 1033.15 K dan 1029.46 K, peningkatan Vmax yang signifikan dari 10.146 m/s menjadi 10.611 m/s turut memperbesar $Re_{(D,Out)}$ dan hout, sehingga memberikan kontribusi terhadap kenaikan bertahap temperatur tube hingga Tout = 540.599°C dan Tin = 538.873°C pada 50% excess air. Secara keseluruhan, variasi temperatur tube final reheater di antara seluruh kasus yang dianalisis relatif kecil hanya sekitar 3°C antara nilai tertinggi dan terendah yang menunjukkan bahwa tube final reheater beroperasi dalam kondisi temperatur permukaan yang cukup stabil di seluruh rentang excess air yang diinvestigasi.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini, simulasi numerik dilakukan untuk mempelajari pengaruh variasi penginjeksian excess air (0%, 10%, 16%, 20%, 30%, 40%, 50%) terhadap karakteristik pembakaran boiler dan temperatur tube pada final reheater. Karakteristik pembakaran meliputi parameter temperatur, kecepatan, dan gas buang pembakaran yang meliputi O₂, CO₂, dan CO. Kesimpulan dari studi numerik yang menjawab tujuan penelitian antara lain sebagai berikut :

1. Variasi excess air memberikan pengaruh yang signifikan terhadap karakteristik pembakaran, distribusi kecepatan, dan temperatur flue gas di dalam furnace. Pada kondisi 0% excess air, terjadi fenomena *delayed combustion* yang dominan, di mana keterbatasan oksigen di *main combustion zone* menyebabkan partikel char belum teroksidasi sempurna sehingga proses pembakaran masih berlangsung hingga melampaui elevasi FEGT dan *superheater region*, sebagaimana ditunjukkan pada kontur laju pembakaran char. Seiring meningkatnya excess air, fenomena ini secara bertahap tereduksi. Pada case 16% dan 20%, pembakaran char di atas elevasi FEGT mulai menghilang, sedangkan pada case 30% hingga 50%, *delayed combustion* tereliminasi sepenuhnya dan seluruh aktivitas *char oxidation* terlokalisasi hanya di *combustion zone*. Distribusi temperatur flue gas mencerminkan pola tersebut secara konsisten. Pada 0% excess air, zona bertemperatur tinggi menjalar hingga *superheater region* akibat *heat release* dari pembakaran char yang tertunda di elevasi atas. Sebaliknya, pada excess air 30%–50%, zona panas terbatas hanya di *burnout zone*, sementara area FEGT dan *superheater region* didominasi temperatur yang jauh lebih rendah. Profil temperatur rata-rata furnace menunjukkan bahwa di *lower combustion zone*, temperatur meningkat seiring kenaikan excess air dari 0% hingga 40%, karena oksigen berperan sebagai *limiting reactant* yang mempercepat laju reaksi pembakaran. Namun pada 50% excess air, temperatur sedikit menurun karena sisa udara yang tidak bereaksi justru menyerap panas dari sekitarnya. Di *burnout zone* hingga FEGT, tren yang terjadi bersifat kebalikannya, yakni 0% excess air secara konsisten mencatatkan temperatur tertinggi karena pembakaran char masih berlangsung di elevasi tersebut, sementara semakin tinggi excess air semakin rendah temperatur di zona ini akibat tuntasnya pembakaran di elevasi bawah yang dikombinasikan dengan efek dilusi dari suplai udara yang besar. Dari sisi distribusi kecepatan, peningkatan excess air menyebabkan kecepatan flue gas di *main combustion zone* semakin tinggi, mencapai 20–30 m/s pada area pusat furnace. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya *mass flow rate* fluida yang masuk melalui inlet dengan luas penampang yang tetap. Tren kecepatan rata-rata sepanjang ketinggian furnace menunjukkan pola yang konsisten pada seluruh variasi, dengan osilasi di area *main burner* akibat injeksi *primary air* dan *secondary air*, serta peningkatan kembali saat memasuki *nose boiler* akibat pengurangan luasan penampang aliran. Secara keseluruhan, penambahan excess

air meningkatkan kelengkapan pembakaran namun pada saat yang sama meningkatkan *residual oxygen* dalam flue gas yang meninggalkan furnace, sehingga berdampak pada penurunan efisiensi termal boiler karena panas diserap oleh excess air yang tidak bereaksi.

2. Variasi excess air mempengaruhi temperatur tube *final reheater* dengan pola yang dapat dibagi menjadi dua tahap. Pada rentang 0% hingga 20% excess air, temperatur tube menurun secara konsisten dari $T_{out} = 542,072^{\circ}\text{C}$ dan $T_{in} = 540,249^{\circ}\text{C}$ pada 0% excess air, hingga mencapai titik minimum pada 20% excess air dengan $T_{out} = 539,036^{\circ}\text{C}$ dan $T_{in} = 537,414^{\circ}\text{C}$. Penurunan ini terutama disebabkan oleh turunnya T_{max} flue gas secara signifikan dari 1067,14 K pada 0% excess air menjadi 1031,05 K pada 20% excess air, sehingga *driving force heat transfer* ($T_{max} - T_s$) mengalami penurunan sebesar $\pm 12,9\%$. Sementara itu, V_{max} hanya berubah dari 9,291 m/s menjadi 9,479 m/s ($\sim 2\%$) pada rentang yang sama, dan pengaruhnya terhadap koefisien konveksi sisi luar (h_{out}) tidak terlalu signifikan mengikuti hubungan $Nu \propto Re^{0,63}$. Dengan demikian, penurunan temperatur tube pada rentang 0%–20% excess air lebih didominasi oleh turunnya T_{max} sebagai *driving force* utama *heat transfer* dibandingkan perubahan V_{max} . Pada rentang excess air 30% hingga 50%, temperatur tube mengalami sedikit kenaikan dan stabilisasi. Pada 30% excess air, T_{max} naik kembali ke 1036,46 K sehingga T_{out} dan T_{in} meningkat menjadi $540,235^{\circ}\text{C}$ dan $538,533^{\circ}\text{C}$. Sementara pada 40% dan 50% excess air, meskipun T_{max} kembali menurun, peningkatan V_{max} yang signifikan dari 10,146 m/s menjadi 10,611 m/s turut memperbesar bilangan Reynolds dan h_{out} , sehingga memberikan kontribusi terhadap kenaikan bertahap temperatur tube hingga $T_{out} = 540,599^{\circ}\text{C}$ dan $T_{in} = 538,873^{\circ}\text{C}$ pada 50% excess air. Secara keseluruhan, selisih temperatur tube *final reheater* di antara seluruh variasi excess air yang dianalisis relatif kecil, yakni hanya sekitar 3°C antara nilai tertinggi dan terendah, yang mengindikasikan bahwa tube *final reheater* beroperasi dalam kondisi temperatur permukaan yang cukup stabil di seluruh rentang excess air yang diinvestigasi.

5.2 Saran

Berdasarkan studi numerik yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran penelitian yang dapat diterapkan untuk penelitian berikutnya :

1. Tube dimodelkan sebagai solid agar perpindahan panas dapat dianalisa dengan lebih akurat dan mendekati kondisi nyata di lapangan.
2. Menggunakan sistem cofiring untuk mengetahui pengaruh variasi excess air terhadap pembakaran biomassa lainnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Jalovaara, J., Huhtinen, M., & Viinikainen, S. (2018). Fuel conversion. In I. Dincer (Ed.), *Comprehensive energy systems* (Vol. 3, pp. 278–316). Elsevier.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (8th ed.). John Wiley & Sons.
- Hurskainen, M., & Vainikka, P. (2016). Technology options for large-scale solid-fuel combustion. In *Fuel Flexible Energy Generation* (pp. 177-199). Woodhead Publishing. <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-378-2.00007-9>
- Ranade, V. V., & Gupta, D. F. (2014). Computational modeling of pulverized coal fired boilers. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b17752>
- Kajima, T., Senda, T., Takeno, K., & Watanabe, H. (2023). Numerical simulation of ash deposition and heat transfer in a pulverized coal-fired boiler. *Transactions of the JSME*, 89(921), 22-00261. <https://doi.org/10.1299/transjsme.22-00261>
- Sarkar, D. (2015). *Thermal power plant: Design and operation*. Elsevier. <https://www.sciencedirect.com/book/monograph/9780128015759/thermal-power-plant>
- Grosso, J. (2017). An introduction to the nature of coal. In *Coal Combustion Products (CCP's)* (pp. 1–20). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100945-1.00001-0>
- Rajabipour, F., Zahedi, M., & Kaladharan, G. (2020). *Evaluating the Performance and Feasibility of Using Recovered Fly Ash and Fluidized Bed Combustion (FBC) Fly Ash as Concrete Pozzolan* (Final Project Report). Department of Civil and Environmental Engineering, The Pennsylvania State University.
- American Society for Testing and Materials (ASTM). (2015). ASTM D388–15, Standard classification of coals by rank, Annual Book of ASTM Standards, Volume 05.06. West Conshohocken, PA: ASTM International.
- Amjed, N., Bhatti, I. A., Arif, K., Iqbal, M., Nazir, A., & Zahid, M. (2018). Variations in the physicochemical profile of Khushab coal under various environmental conditions. *Polish Journal of Environmental Studies*, 27(3), 1–6. <https://doi.org/10.15244/pjoes/70632>
- ASTM International. (2024). Standard practice for ultimate analysis of coal and coke (ASTM D3176-24).
- Shen, X. (2009). Coal combustion and combustion products. In *Coal, oil shale, natural bitumen, heavy oil and peat* (Vol. I). Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), UNESCO-EOLSS.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). John Wiley & Sons.
- Ranade, V. V., & Gupta, D. F. (2015). *Computational modeling of pulverized coal fired boilers*. CRC Press.

Wang, Y., Li, X., Mao, T., Hu, P., Li, X., & Wang, G. (2022). Mechanism modeling of optimal excess air coefficient for operating in coal fired boiler. *Energy*, 261, 125128. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125128>

Sidiq, A., Arifin, J., & Mataufani, C. E. (2023). Analisis pengaruh kalori batubara dan excess air pada boiler Circulating Fluidized Bed (CFB) dengan metode Computational Fluid Dynamic (CFD) (Ansys). *JUTIN: Jurnal Teknik Industri Terintegrasi*, 6(1), 27–40. <https://doi.org/10.31004/jutin.v6i1.13930>

Jin, W., Si, F., Cao, Y., Yu, C., & Wang, J. (2023). Numerical research on ammonia-coal co-firing in a 1050 MW coal-fired utility boiler under ultra-low load: Effects of ammonia ratio and air staging condition. *Applied Thermal Engineering*, 233, 121100.

Wang, Y., Li, X. [Xiaoyu], Mao, T., Hu, P., Li, X. [Xingcan], & Wang, G. (2022). Mechanism modeling of optimal excess air coefficient for operating in coal fired boiler. *Energy*, 261, 125128. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125128>

Liu, Z., Liu, S., Shi, R., Wang, J., Xie, M., & Zheng, S. (2020). A control strategy of the air flow rate of coal-fired utility boilers based on the load demand. *ACS Omega*, 5(48), 31199–31208. <https://doi.org/10.1021/acsomega.0c04585>

Wang, Y., Li, X. [Xiaoyu], Mao, T., Hu, P., Li, X. [Xingcan], & Wang, G. (2022). Mechanism modeling of optimal excess air coefficient for operating in coal fired boiler. *Energy*, 261, 125128. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125128>

Lampiran

Lampiran 1. Properti Steam Final Reheater

T _{steam}	787.65	K	514.5	C	P _{steam}	3.28	Mpa
https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/							
Thermal conductivity steam	ks	0.08455	(W/m ² *K)				
Dynamic viscosity steam	μs	2.9E-05	(Pa*s)	29.243	(uPa*s)		
Density steam	ρs	9.2397	(kg/m ³)				
Prandtl number steam	Pr,s	0.78114	-				
specific heat capacity	Cp	2258.4	(J/kg*K)	40.685	(J/mol*K)		
Jumlah tube	n	793	-				
mass flow front Panel RH	m	208	kg/s				
Mass flow rate steam per tube	m _{tube}	0.2623	kg/s				

Lampiran 2. Geometri Tube Final Reheater

Geometri Tube					
Diameter luar tube	dout	0.06	m	60	mm
Diameter dalam tube	din	0.052	m		
Tebal dinding tube	t	0.004	m	4	mm
Panjang tube	L _{tube}	9.214	m	9214	mm
Jenis material tube	Material	12CrMoVG			
Thermal conductivity material tube	λ _{wall}	33.4	W/m-K		

Lampiran 3. Properti Flue Gas Pada Daerah Final Reheater

Properti flue gas [EA 0%]					
Thermal conductivity	kg	0.07311821	W/m-K		
Dynamic viscosity	μg	4.104E-05	kg/m-s		
Density	ρg	0.34201384	kg/m ³		
Prandtl number	Pr,g	0.698845	-		
Specific heat	Cp_g	1246.32726	(J/kg-K)		

Properti flue gas [EA 10%]					
Thermal conductivity	kg	0.07230845	W/m-K		
Dynamic viscosity	μg	4.0675E-05	kg/m-s		
Density	ρg	0.34749955	kg/m ³		
Prandtl number	Pr,g	0.698748	-		
Specific heat	Cp_g	1242.89417	(J/kg-K)		

Properti flue gas [EA 16%]					
Thermal conductivity	kg	0.07142998	W/m-K		
Dynamic viscosity	μg	4.0279E-05	kg/m-s		
Density	ρg	0.3534507	kg/m ³		
Prandtl number	Pr,g	0.698644	-		
Specific heat	Cp_g	1239.1698	(J/kg-K)		

Properti flue gas [20%]					
Thermal conductivity	kg	0.07093716	W/m·K		
Dynamic viscosity	μg	4.00572E-05	kg/m·s		
Density	ρg	0.356789292	kg/m³		
Prandtl number	Pr,g	0.698585	-		
Specific heat	Cp_g	1237.080428	(J/kg·K)		

Properti flue gas [EA 30%]					
Thermal conductivity	kg	0.07126393	W/m·K		
Dynamic viscosity	μg	4.0204E-05	kg/m·s		
Density	ρg	0.35457562	kg/m³		
Prandtl number	Pr,g	0.698624	-		
Specific heat	Cp_g	1238.4658	(J/kg·K)		

Properti flue gas [EA 40%]					
Thermal conductivity	kg	0.06983331	W/m·K		
Dynamic viscosity	μg	3.956E-05	kg/m·s		
Density	ρg	0.36426732	kg/m³		
Prandtl number	Pr,g	0.698453	-		
Specific heat	Cp_g	1232.4005	(J/kg·K)		

Properti flue gas [EA 50%]					
Thermal conductivity	kg	0.06983331	W/m·K		
Dynamic viscosity	μg	3.956E-05	kg/m·s		
Density	ρg	0.36426732	kg/m³		
Prandtl number	Pr,g	0.698453	-		
Specific heat	Cp_g	1232.4005	(J/kg·K)		

BIODATA PENULIS



Penulis, Rajendra Pandu Daniswara, dilahirkan di Kota Kediri, 15 Februari 2004. Penulis menempuh pendidikan formal yaitu di SD Hang Tuah 9, SMP Negeri 1 Sidoarjo, dan SMA Negeri 2 Sidoarjo. Setelah lulus dari SMA Negeri 2 Sidoarjo, penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS pada tahun 2022 dan terdaftar dengan NRP. 5007221149.

Selama berkuliah di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS, Penulis telah mendapatkan kesempatan untuk belajar melalui magang sebanyak dua kali, yaitu pertama di Refinery Unit V Balikpapan, Kilang Pertamina Internasional, dan kedua di Refinery Unit VI Balongan, Kilang Pertamina Internasional. Selain itu, Penulis juga aktif dalam kegiatan non-akademik, yaitu sebagai Staf Ahli Mechanical Modelling Competition Mechanical City VI Tahun 2024, Teknik Mesin FT-IRS ITS; Staf Ahli Departemen Pola Pengembangan Ilmiah Mahasiswa, Himpunan Mahasiswa Mesin 2023/2024; Kepala Biro Pola Pengembangan Keilmiah Mahasiswa, Himpunan Mahasiswa Mesin 2024/2025; Vice-Head Logistic Division, Cakrawala Ilmiah 2024; serta Head Logistic Division, Mechanical Engineering PKTI-TD. Penulis juga aktif sebagai asisten praktikum pada Laboratorium RTSE dan Metalurgi serta menjadi tutor EAS mata kuliah Termodinamika.

Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat pada masyarakat secara luas, terkhusus dalam pengembangan energi bagi bangsa dan negara. Untuk informasi dan diskusi lebih lanjut terkait pengembangan penelitian ini, dapat menghubungi Penulis melalui email : pandujendra@gmail.com.