



TUGAS AKHIR - TM 145502

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS DI FINAL
SUPERHEATER PADA BOILER PLTU UNIT III
PT PJB UP GRESIK**

**ANDYANI DWI SETYA
NRP. 2112 030 075**

**Dosen Pembimbing
Giri Nugroho, ST, MSc.
19791029 2012 12 1002**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR FINAL
SUPERHEATER ON BOILER PLTU UNIT III AT
PT PJB UP GRESIK**

**ANDYANI DWI SETYA
NRP. 2112 030 075**

**Counselor Lecturer
Giri Nugroho, ST, MSc.
19791029 2012 12 1002**

**PROGRAM OF STUDY DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

LEMBAR PENGESAHAN

"ANALISIS PERPINDAHAN PANAS DI FINAL SUPERHEATER PADA BOILER PLTU UNIT 3 PT PJB UP GRESIK"

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
ANDYANI DWI SETYA
NRP. 2112 030 075

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing


Giri Nugroho, ST, MSc
NIP. 19791029 201212 1 002

SURABAYA,
JULI 2015

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS DI FINAL
SUPERHEATER PADA BOILER PLTU UNIT 3
PT PJB UP GRESIK**

Nama Mahasiswa : Andyani Dwi Setya
NRP : 2112 030 075
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Giri Nugroho, ST, MSc.

Abstrak

Dalam suatu sistem PLTU diperlukan sebuah boiler dimana di dalam boiler terdapat tingkatan – tingkatan yang terdiri dari banyak tube. Salah satunya adalah final superheater. Pada final superheater terjadi perpindahan panas secara konveksi dari gas hasil pembakaran bahan bakar ke uap jenuh yang pada akhirnya uap jenuh tersebut diubah menjadi uap panas lanjut. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi ini nantinya akan mendorong sudu – sudu turbin uap sehingga mengakibatkan poros turbin uap berputar. Mengetahui peran boiler yang penting bagi efisiensi siklus, maka perlu dilakukan analisis perpindahan panas pada pembebanan minimum, medium, dan maksimal di final superheater pada Boiler PLTU Unit 3.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan perhitungan besarnya laju perpindahan panas (q) dengan menggunakan metode Log Mean Temperature Difference (LMTD). Data yang diambil dalam tugas akhir ini adalah data spesifikasi dan data kondisi aktual boiler pada satu hari di satu bulan yang sama. Sedangkan metode yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas adalah Log Mean Temperature Difference.

Dari hasil perhitungan dan analisis data, diketahui bahwa persentase perbandingan panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas pada final superheater adalah 9,826% pada beban minimum, 11,768% pada beban medium dan 15,787% pada beban maksimum.

Kata kunci : Boiler, Laju Perpindahan Panas, LMTD

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR FINAL SUPERHEATER ON BOILER PLTU UNIT 3 AT PT PJB UP GRESIK

Name of Student : Andyani Dwi Setya
NRP : 2112 030 075
Major : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Conselour Lecturer : Giri Nugroho, ST, MSc.

Abstract

In a system of steam power plants require a boiler in which the boiler consists of many tube. One of them is the final superheater. On final superheater heat transfer occurs by convection from gas fuel combustion to saturated vapor. Steam with high pressure and temperature will be slammed into vanes of steam turbines, resulting in steam turbine shaft rotating. Know the role of the boiler which is important for the efficiency of the cycle, then the heat transfer analysis needs to be done on the imposition of minimum, medium and maximum load in the final superheater in boiler of PLTU Unit 3.

In this final project calculation of the magnitude of the rate of heat transfer (q) performed using the methods of the Log Mean Temperature Difference (LMTD). The data retrieved in this final project is data specifications and data on actual conditions of the boiler at a day in the same month. Whereas the methods used for calculating the rate of heat transfer is Log Mean Temperature Difference.

From the results of the calculation of data specification, it is known that the percentage comparison of heat generated from burning fuel (q_{bb}) with heat absorption on final superheater is 9,826% at minimum load, 11,786% at medium load and 15,787% at maximum load.

Keyword: Boiler, Heat Transfer, LMTD

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, petunjuk, dan rizkinya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak – pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini antara lain:

1. Bapak Giri Nugroho ST, MSc selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu-ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT, selaku Ketua Program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Terimakasih atas segala bantuan dan motivasinya.
3. Tim dosen penguji (Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT, Ibu Ir. Sri Bangun Setyawati, MT dan Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT) yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam proses perbaikan tugas akhir.
4. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator tugas akhir program studi D3 Teknik Mesin.
5. Bapak Ir. Arino Anzip, M. Eng, Sc. Selaku dosen wali yang selalu memberi motivasi kepada penulis.
6. Ibu Mistianah dan Bapak Kastamin, orang tua penulis yang tidak pernah berhenti berdoa, dan selalu memberikan dukungan serta nasehat agar berusaha dan pantang menyerah. Terimakasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
7. Andyni Setya dan Atika Tri Antari, kakak dan adik penulis terimakasih atas dukungan, motivasi dan doa yang telah diberikan kepada penulis.
8. Bapak dan Ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama masa perkuliahan.

9. Bapak Kurniawan Dwi H selaku pembimbing di PLTU PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas waktu, bimbingan, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
10. Bapak Ali Harijono selaku pihak SDM di PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas kerjasama dan segala waktu yang telah diberikan kepada penulis.
11. Bapak Rahman dan Bapak Ismail selaku staff RENTAL Operation PLTU. Terima kasih atas segala waktu, bimbingan, kerjasama, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
12. Putri Rana Dewanti, Dedy Dwi Rahmadi, dan Hanif Farras selaku *partner* tugas akhir yang sudah saling mendukung satu sama lain.
13. Teman – teman Angkatan 2012 yang telah memberikan semangat, kerjasama, dan bantuan yang sangat berharga.
14. Seluruh Civitas Akademik D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Kekurangan dan ketidaksempurnaan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata – mata disebabkan karena ketidaksengajaan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE PAGE	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian	2
1.4. Manfaat Penelitian	3
1.5. Batasan Masalah	3
1.6. Metode Penulisan	4
1.7. Sistematika Penulisan	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi Boiler	7
2.2 Tipe – Tipe Boiler	8
2.2.1 Berdasarkan Daerah yang Mengalami Pemanasan	8
2.2.2 Berdasarkan Sumber Panas	9
2.2.3 Berdasarkan Sirkulasi Air	10
2.2.4 Berdasarkan Dinding Penyangga	11
2.3 Klasifikasi Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik .	11
2.4 Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	13
2.4.1 Sistem Sirkulasi Air pada Boiler	
2.4.1.1 Komponen Utama Boiler dalam Sirkulasi Air	13
2.4.2 Sistem Uap pada Boiler	16
2.4.2.1 Komponen Utama Sistem Uap Boiler	16

2.4.3	Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler	18
2.4.3.1	Komponen Utama Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler ...	19
2.4.4	Sistem Bahan Bakar Boiler	20
2.4.4.1	Komponen Utama Sistem Bahan Bakar Boiler	20
2.5	Alat Bantu Boiler	21
2.6	Analisis Termodinamika	22
2.6.1	Siklus Rankine	22
2.6.2	<i>Control Volume</i> pada Kondisi <i>Steady State</i>	23
2.7	Analisis Perpindahan Panas	24
2.7.1	Persamaan Dasar Perpindahan Panas	24
2.7.2	Analisis Perpindahan Panas Konveksi	25
2.7.3	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa	25
2.7.4	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa	27
2.7.5	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	32
2.7.6	Metode <i>Log Mean Temperature Difference</i> ...	32
2.8	Proses Pembakaran Bahan Bakar	34
2.8.1	Reaksi Kimia Pembakaran	34
2.8.2	Kebutuhan Udara Bahan Bakar	35
2.8.3	Kebutuhan Udara Lebih (<i>Excess Air</i>)	37

BAB III METODOLOGI

3.1.	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	39
3.2.	Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir ...	40
3.2.1.	Tahap Identifikasi	40
3.2.2.	Tahap Pengambilan Data dan Analisis	40
3.2.3.	Tahap Penarikan Kesimpulan dan Saran	41
3.3.	Diagram Alir Perhitungan Massa dan Persentase Massa Gas Buang	42
3.4.	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Teori Pembakaran Bahan Bakar	43
3.5.	Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa	44

3.6. Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa	45
3.7. Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa	46
3.8. Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa	47

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Spesifikasi <i>Final Superheater Tube</i> Boiler di PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	49
4.1.1 Komposisi Kimia Bahan Bakar Boiler di PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	50
4.1.2 Analisis Kondisi Gas Buang pada Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	50
4.1.3 Data – Data Pendukung untuk Perhitungan Perpindahan Panas Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	51
4.2 Analisis Proses Pembakaran Bahan Bakar <i>Natural Gas</i> Di Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	52
4.2.1 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran di Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	52
4.2.2 <i>Flue Gas</i> Hasil Pembakaran	56
4.3 Perhitungan Perpindahan Panas pada <i>Final Superheater</i> Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik	58
4.3.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)	58
4.3.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)	60
4.3.3 Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> (U).....	67
4.3.4 Perhitungan <i>Log Mean Temperature Difference</i> (ΔT_{lm}).....	67
4.3.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)	69
4.4 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas pada <i>Final Superheater</i> (q_{FSH})	70

4.5 Hasil Perhitungan Perpindahan Panas pada Pembebanan Medium dan Beban Maksimum	71
4.5.1 Data <i>Steam</i> dan <i>Flue Gas</i>	71
4.5.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)	72
4.5.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)	73
4.5.4 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)	75
4.6 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas pada <i>Final Superheater</i> (q_{FSH})	75
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	77
5.2 Saran	77
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Spesifikasi <i>Size Final Superheater Tube</i> PLTU Unit 3	49
Tabel 4.2	Spesifikasi <i>Design Boiler</i> PLTU Unit 3.....	49
Tabel 4.3	Data Analisis Bahan Bakar Boiler Unit PLTU Unit 3	50
Tabel 4.4	Analisis Gas Buang pada <i>Economizer Outlet 3</i>	51
Tabel 4.5	Analisis Gas Buang pada <i>Air Heater Outlet 4</i>	51
Tabel 4.6	Data Uap pada <i>Final Superheater</i> Boiler PLTU Unit 3	51
Tabel 4.7	Data <i>Flue Gas</i> pada <i>Final Superheater</i> Boiler PLTU Unit 3	52
Tabel 4.8	Berat Atom dan Berat Molekul Unsur dalam <i>Natural gas</i>	54
Tabel 4.9	<i>Properties Flue Gas</i>	61
Tabel 4.10	<i>Pr</i> pada Temperatur <i>Surface</i>	65
Tabel 4.11	<i>Properties Steam</i> pada Pembebanan Medium dan Maksimum	72
Tabel 4.12	Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum	73
Tabel 4.13	<i>Properties Flue Gas</i> pada Pembebanan Medium .	73
Tabel 4.14	<i>Properties Flue Gas</i> pada Pembebanan Maksimum	74
Tabel 4.15	<i>Properties Flue Gas</i> pada Pembebanan Medium dan Maksimum	74
Tabel 4.16	Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum	75
Tabel 4.17	Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum	75
Tabel 4.18	Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum	76

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Fire Tube Boiler</i>	8
Gambar 2.2	<i>Water Tube Boiler</i>	9
Gambar 2.3	Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	11
Gambar 2.4	<i>Economizer tubes</i> pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	13
Gambar 2.5	<i>Steam Drum</i> pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	14
Gambar 2.6	<i>Superheater Tube</i> pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	16
Gambar 2.7	<i>Reheater Tube</i> pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	17
Gambar 2.8	Sistem Udara Pembakaran dan <i>Flue Gas</i> pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik	18
Gambar 2.9	Siklus Rankine Ideal	22
Gambar 2.10	Aliran Fluida Melintasi <i>Aligned tube banks</i> dan <i>Staggered tube banks</i>	28
Gambar 2.11	Susunan <i>Tube Aligned</i> dan <i>Staggered</i>	30
Gambar 2.12	Faktor Koreksi LMTD untuk <i>Heat Exchanger</i> Aliran Silang dengan Satu Fluida Bercampur dan yang lain Tidak Bercampur	33
Gambar 2.13	Segitiga Pembakaran	34
Gambar 3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	39
Gambar 3.2	Diagram Alir Perhitungan TPBB	42
Gambar 3.3	Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa	44
Gambar 3.4	Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa	46
Gambar 4.1	Perpindahan Panas yang Terjadi pada <i>Final</i> <i>Superheater Tube</i>	64

Gambar 4.2	Nilai Faktor Koreksi LMTD untuk <i>Heat Exchanger</i> pada beban 55%	69
Gambar 4.3	Grafik Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar dengan Penyerapan Panas pada <i>Final Superheater</i>	76

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Boiler (ketel uap) memiliki peranan yang sangat penting di suatu unit pembangkitan. Hal ini dikarenakan boiler merupakan peralatan utama yang diperlukan dalam sebuah proses konversi energi panas dari bahan bakar menjadi energi kinetik uap yang bertekanan dan bertemperatur tertentu. Energi kinetik uap tersebut digunakan untuk menggerakkan *steam turbine* yang seporos dengan *generator*, sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Oleh karena itu, unjuk kerja dan kemampuan boiler wajib untuk dijaga.

Boiler pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik merupakan peralatan utama dalam memproduksi uap sebagai sumber tenaga untuk melakukan proses pembangkitan energi listrik. Parameter unjuk kerja boiler seperti efisiensi tentu akan menurun bila dilihat dari usia pakainya. Hal ini disebabkan adanya pengaruh *life time* dari mesin, pengoperasian dan pemeliharaan boiler, dan pengaruh banyaknya kerugian panas (*heat loss*). Adanya degradasi pada unjuk kerja boiler tentu menimbulkan kerugian, misalnya dalam hal pemeliharaan. Boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu saja memerlukan biaya pemeliharaan yang cukup banyak. Hal tersebut bisa terjadi karena adanya reparasi dan penggantian komponen pada boiler. Reparasi dan penggantian komponen dilakukan agar boiler dapat kembali ke performa terbaiknya. Peninjauan dari sisi operasional boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu akan dikompensir dengan kinerja yang lebih berat pada peralatan – peralatan pendukung sistem kerja boiler.

Final superheater berfungsi untuk mengubah uap jenuh menjadi uap panas lanjut agar proses tersebut berjalan dengan optimal sehingga tidak merusak sudu turbin dan beban *generator* yang dilayani dapat tercapai. Hal seperti ini tentunya tidak diinginkan karena dapat berimbas pada penurunan unjuk kerja peralatan – peralatan pendukung lain dan sangat berpotensi mengakibatkan penurunan daya unit pembangkit tersebut.

Oleh sebab itu, pada tugas akhir ini penulis melakukan evaluasi unjuk kerja boiler dengan melakukan perhitungan perpindahan panas pada *final superheater* boiler PLTU Unit 3 menggunakan metode perhitungan *log mean temperature difference* (LMTD). Sehingga dengan menggunakan metode ini dapat diketahui efisiensi boiler pada efisiensi terbaiknya yang ditinjau dari konsumsi bahan bakar tiap pembebanan. Analisis penyelesaian masalah yang bertujuan untuk mengetahui letak efisiensi tertinggi boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik yang ditinjau dari konsumsi bahan bakar, dan mengetahui upaya – upaya yang dapat dilakukan untuk menjaga *lifetime* boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang diangkat dalam penyusunan tugas akhir ini adalah:

1. Berapa laju perpindahan panas (q) pada *final superheater tube* yang dihasilkan dari boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik pada beban minimum, medium dan maksimum?
2. Berapa besar presentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas *final superheater* (q) pada beban minimum, medium dan maksimum?

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan mengacu pada latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui laju perpindahan panas (q) pada *final superheater tube* yang dihasilkan dari boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik pada beban minimum, medium dan maksimum.
2. Mengetahui persentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas *final superheater* (q) pada beban minimum, medium dan maksimum.

1.4 Manfaat Penelitian

Dengan terselesaikannya tugas akhir ini diharapkan dapat menjadi bahan referensi bagi kita semua agar dapat melakukan inovasi pada bidang pembangkitan, khususnya dalam melakukan tindak lanjut untuk memperpanjang umur pakai (*lifetime*) pada boiler PLTU Unit 3, serta mampu menekan kerugian – kerugian pada boiler PLTU Unit 3.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas dan tepat pada sasaran, maka pada analisa tugas akhir ini penulis memberikan batasan masalah sebagai berikut:

1. Boiler yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah boiler IHI-FW SR *single drum* tipe pemanas ulang dan sirkulasi alami dengan sistem pembakaran gas (*gas firing*) pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.
2. Bahan bakar boiler yang dibahas pada tugas akhir ini adalah gas alam (*natural gas*).
3. Pengambilan data dilakukan pada Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik, baik pada beban minimum, medium dan maksimum.
4. Perhitungan perpindahan panas menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) yang mengacu pada *Fundamental of Heat and Mass Transfer – Incropera*.
5. Membandingkan konsumsi bahan bakar yang diperlukan boiler Unit 3 pada kondisi beban minimum, medium dan maksimum.
6. Perhitungan perpindahan panas tidak memperhitungkan kerak (*fouling factor*).
7. Aliran di dalam dan luar *tube* dalam kondisi *steady state*.
8. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
9. Hanya menganalisis perpindahan panas dari *exhaust steam secondary superheater*.
10. Analisis perpindahan panas menggunakan metode *log mean temperature difference* (LMTD).
11. Material *final superheater tube* (*Carbon steel*: STBA 24) diasumsikan sebagai *carbon steel: plain carbon*.

12. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
13. Analisis korosi diabaikan.
14. *Pressure drop* diabaikan.

1.6 Metode Penulisan

Metode penulisan analisis perpindahan panas pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik antara lain:

1. Studi Literatur
Untuk menambah wawasan perlu studi literatur dengan mempelajari buku – buku tentang boiler, perpindahan panas dan *heat exchanger*, atau karya ilmiah yang berhubungan dengan masalah yang dihadapi.
2. Konsultasi dengan Dosen Pembimbing dan Mentor
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi dan responsi dengan dosen pembimbing dan mentor.
3. Observasi Data
Melakukan observasi data – data melalui media internet, buku atau jurnal dan dari hasil pengamatan langsung di PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik.
4. Analisis Data
Menghitung perpindahan panas dengan menggunakan buku – buku pedoman serta standart acuan yang berlaku untuk perhitungan perpindahan panas pada *final superheater* dengan metode LMTD.
5. Menarik Kesimpulan
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir, maka dapat diambil kesimpulan mengenai hasil dari analisis tersebut.

1.7 Sistematika Penulisan

Laporan Tugas Akhir ini terdiri dari 5 bab, berdasarkan penulisan – penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya adalah sebagai berikut:

1. BAB I PENDAHULUAN
Pada bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masalah, Tujuan Penelitian, Manfaat Penelitian, Batasan Masalah, Metode Penulisan dan Sistematika Penulisan.
2. BAB II DASAR TEORI
Pada bab ini berisikan tentang teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum yang berhubungan dengan boiler dan sistem kerjanya, alat bantu pada boiler, perpindahan panas pada *heat exchanger*.
3. BAB III METODOLOGI
Pada bab ini berisikan tentang tahapan dalam pengerjaan tugas akhir dan tahapan dalam melakukan perhitungan-perhitungan yang dibutuhkan untuk mendapatkan laju perpindahan panas.
4. BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN
Pada bab ini berisikan tentang perhitungan perpindahan panas pada *final superheater* PLTU Unit 3 di PT. PJB UP Gresik.
5. BAB V PENUTUP
Pada bab ini berisikan tentang kesimpulan dari penyusunan tugas akhir dan saran untuk PT. PJB UP Gresik serta untuk penelitian selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi Boiler

Ketel uap (boiler) adalah salah satu peralatan utama pada PLTU yang tergolong sebagai bejana tekan. Boiler merupakan sebuah mesin konversi energi yang termasuk suatu kombinasi antara sistem – sistem dan peralatan yang digunakan. Boiler berfungsi untuk mengubah air menjadi uap melalui proses pemanasan pada pipa – pipa penguap (*evaporator tubes*) dengan sumber panas yang didapat dari proses kimia pembakaran bahan bakar di ruang bakar (*furnace*). Energi termal yang dihasilkan dipindahkan ke fluida kerja berupa air (*feedwater*) untuk memproduksi uap yang digunakan untuk berbagai keperluan. Boiler sangat berperan penting dalam dunia industri, terlebih pada bidang pembangkitan. Hal ini pada umumnya dikarenakan boiler digunakan untuk mensuplai uap ke sebuah unit *generator* turbin uap sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Selain itu, boiler juga banyak digunakan di pabrik gula dan kelapa sawit sebagai penyedia uap untuk berbagai proses, seperti penggerak turbin uap untuk keperluan operasional di pabrik tersebut, *cleaning*, atomisasi minyak, pemanasan atau pengeringan bahan baku, hingga penguapan.

Terdapat tiga proses pemindahan panas dalam boiler, yaitu radiasi di ruang bakar, konveksi di ruang *Air Heater*, dan kombinasi radiasi dan konveksi di *Superheater* dan *Reheater*. Pemanasan awal dalam boiler terdapat pada *Low Pressure* (LP), *High Pressure* (HP) *Heater*, *Deaerator*, dan *Economizer* yang memiliki tujuan efisiensi, yaitu air yang berasal dari kondensator (*hotwheel*) yang hanya bertemperatur $\pm 45^{\circ}\text{C}$ dinaikkan menjadi 264°C (mendekati titik penguapan). Hal ini dilakukan agar meringankan kerja boiler sehingga konsumsi bahan bakar yang diperlukan untuk menguapkan air pada boiler sangatlah sedikit.

Selain itu, sistem kerja boiler terdiri dari sistem air umpan atau air pengisi boiler, sistem uap, sistem bahan bakar, sistem udara pembakaran, dan gas buang (UNEP, 2008). Sistem air umpan menyediakan air untuk boiler secara otomatis sesuai

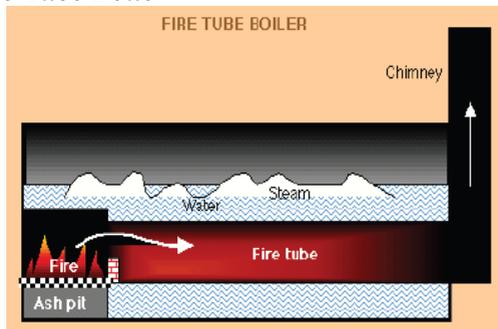
dengan kebutuhan *steam*. Sistem uap memiliki fungsi untuk mengumpulkan dan mengontrol produksi uap dalam boiler. Sedangkan pada sistem bahan bakar yang merupakan semua peralatan digunakan dalam menyediakan bahan bakar untuk menghasilkan energi panas yang dibutuhkan. Contohnya, *coal handling system* pada boiler berbahan bakar batu bara, *oil handling system* pada boiler berbahan bakar minyak, dan *natural gas system* pada boiler berbahan bakar *natural gas*. Tidak hanya itu, sistem udara pembakaran dan gas buang merupakan semua peralatan yang digunakan dalam menyediakan udara sebagai suplai pembakaran serta membuang dan mengontrol gas hasil pembakaran ke atmosfer.

2.2 Tipe – Tipe Boiler

2.2.1 Berdasarkan Daerah yang Mengalami Pemanasan

Berdasarkan daerah yang mengalami pemanasan, boiler dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. *Fire Tube Boiler*



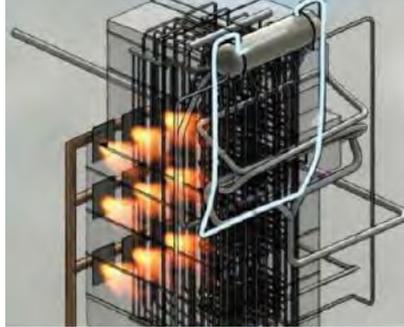
Gambar 2.1 *Fire Tube Boiler*

(sumber: *Boiler dan Pemanas Fluida Termis*, 2008)

Pada *fire tube* boiler gas panas hasil pembakaran mengalir melalui pipa – pipa yang dibagian luarnya diselimuti air sehingga terjadi perpindahan panas dari gas panas ke air dan air berubah menjadi *steam* yang relatif kecil dengan tekanan *steam* rendah sampai sedang.

Fire tube boiler kompetitif untuk kapasitas *steam* sampai 12.000 kg/jam dengan tekanan sampai 18 kg/cm² (UNEP, 2008). Boiler jenis ini banyak digunakan di pabrik-pabrik gula karena tidak memerlukan tekanan uap yang tinggi. *Fire tube boiler* dapat menggunakan bahan bakar minyak bakar, gas atau bahan bakar padat dalam operasinya.

2. *Water Tube Boiler*



Gambar 2.2 *Water Tube Boiler*
(sumber: *PJB Power Plant Academy*, 2012)

Pada boiler jenis ini, air berada di dalam pipa sedangkan gas panas berada di luar pipa. Boiler jenis ini dapat beroperasi dengan tekanan sangat tinggi (lebih dari 100 bar). Ketel uap pipa air dapat bekerja optimal apabila sistem – sistem pendukungnya dapat beroperasi secara optimal pula serta sirkulasi air dan uap di dalam ketel juga berlangsung dengan baik. Boiler yang biasa digunakan pada instalasi pembangkitan tenaga listrik adalah jenis *water tube boiler*.

2.2.2 Berdasarkan Sumber Panas

Berdasarkan sumber panasnya boiler dapat dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. *Conventional Boiler*

Pada boiler konvensional sumber energi panas didapatkan dari hasil pembakaran bahan bakar, baik bahan bakar padat, cair maupun gas. Jenis boiler konvensional yang umumnya digunakan pada pembangkit listrik, antara lain:

- *Stocker Fired Boiler*
Boiler jenis *stocker*, pembakaran batubara sebagai bahan bakarnya ditempatkan di atas rantai seperti rantai *tank* yang bergerak di sepanjang tungku sehingga batubara terbakar.
- *PC (Pulverize Combustion) Boiler*
Boiler jenis ini pembakaran bahan bakarnya menggunakan batubara yang telah dihaluskan terlebih dahulu dengan menggunakan mesin *mill* atau *pulverizer*, kemudian serbuk batubara (*pulverized coal*) disemprotkan ke ruang bakar sehingga mengapung dan terbakar di tengah – tengah ruang bakar.

2. *Heat Recovery Steam Generator*

HRSG atau yang juga disebut boiler limbah panas (*waste heat boiler*), memanfaatkan panas sisa dari proses lain. Seperti halnya HRSG pada instalasi PLTGU yang memanfaatkan energi panas dari gas buang turbin gas dengan temperatur diatas 500 °C untuk menguapkan *feedwater* yang mengalir pada pipa – pipa HRSG. Uap yang dihasilkan digunakan untuk memutar turbin yang satu poros dengan *generator* sehingga menghasilkan energi listrik yang diparalelkan dengan jaringan interkoneksi. (Giuma et al, 2010)

2.2.3 Berdasarkan Sirkulasi Air

Berdasarkan sirkulasi airnya, boiler dapat dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. Sirkulasi Alami

Boiler tipe sirkulasi alami merupakan boiler yang sirkulasi aliran airnya terjadi secara alamiah tanpa menggunakan pompa sirkulasi, yaitu dengan memanfaatkan perbedaan densitas antara sisi *downcomer* dengan sisi *waterwall tube*.

2. Sirkulasi Paksa

Pada boiler tipe sirkulasi paksa, sebuah pompa digunakan untuk mengatur *flow rate* dan perbedaan tekanan saat sirkulasi.

2.2.4 Berdasarkan Dinding Penyangga

Berdasarkan dinding penyangganya boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

1. *Bottom Supported*

Boiler yang menggunakan sandaran dinding di bawah atau terletak di tanah.

2. *Top Supported*

Boiler yang menggunakan sandaran dinding atap atau menggantung.

2.3 Klasifikasi Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik



Gambar 2.3 Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik
(sumber : Foto Pribadi)

Pada awal tahun 1988 boiler pada PLTU unit 1, 2, 3 dan 4 didesain untuk bahan bakar minyak. Pada tahun 1994 boiler dimodifikasi menjadi pembakaran bahan bakar gas (*gas firing*) maupun kombinasi keduanya, *RO* dan *NG* (*dual firing*). Berikut merupakan spesifikasi boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik:

Type	: IHI-FW SR single drum tipe pemanas ulang sirkulasi alami.
Reheat steam flow	: 523.000 kg/jam
Superheater outlet	: 173,8 kg/cm ² g x 541 °C
Reheat outlet	: 31,2 kg/cm ² g x 541 °C
Reheat inlet	: 32,9 kg/cm ² g x 316 °C
Bahan bakar	: Main : <i>Residual oil</i> , NG Warm – up : HSD oil

Temperatur udara luar	: 32 °C
Temperatur gas buang	: 131 °C
Tekanan udara luar	: 1 atm
Tahun pembuatan	: 1987
Negara pembuat	: Tokyo –Japan
Produksi	: Ishikawajima – Harima, Heavy Industries Co., ltd
<i>Steam Generation</i>	: 643.000 kg/hr
Kapasitas	: 643 ton/jam
<i>Draft System</i>	: Forced Draft

Berdasarkan pada tujuan dan konstruksinya boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik memiliki spesifikasi antara lain:

- Boiler digunakan menggerakkan turbin untuk pembangkitan tenaga listrik
- Bisa menggunakan bahan bakar berupa minyak maupun gas
- Memiliki kapasitas uap sebesar 643.000 kg/h
- Bertekanan desain *outlet superheater* 199 kg/cm², temperatur *outlet superheater* 541°C, dengan perakitannya dilakukan di PLTU UP Gresik dimana boiler tersebut akan digunakan.

Berdasarkan daerah yang mengalami pemanasan, boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik termasuk tipe *water tube* boiler. Dimana terlihat jelas bahwa sirkulasi air pada boiler masuk melalui pipa *downcomer* dan *waterwall* serta panas hasil pembakaran dilewatkan melalui permukaan luar pipa tersebut.

Berdasarkan sumber panasnya, boiler di PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik termasuk tipe *conventional boiler* karena jenis boiler ini tidak memanfaatkan panas dari gas buang proses lain dan hanya menggunakan sumber panas dari pembakaran bahan bakar saja.

Berdasarkan sirkulasi airnya, boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik termasuk *natural circulation boiler*, karena sirkulasi airnya terjadi secara alamiah yaitu dengan memanfaatkan perbedaan *density* antara *downcomer* dengan sisi *waterwall tube*.

Berdasarkan dinding penyangganya, boiler di PLTU Gresik Unit 3 termasuk *top supported boiler* karena menggunakan sandaran dinding atap atau menggantung.

2.4 Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Sistem kerja boiler terdiri dari sistem air, sistem uap, sistem bahan bakar, sistem udara pembakaran dan gas buang. Dimana dalam pada setiap sistem terdapat komponen – komponen utama yang sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja boiler tersebut.

2.4.1 Sistem Sirkulasi Air pada Boiler

2.4.1.1 Komponen Utama Boiler dalam Sirkulasi Air

1. *Economizer*



Gambar 2.4 *Economizer tubes* pada Boiler Unit 3
PT. PJB UP Gresik
(sumber : PT. PJB UP Gresik)

Economizer merupakan suatu alat yang berfungsi sebagai pemanas *condensate water* sebelum sampai ke drum. Letak *economizer* ada di dalam boiler bagian belakang atau sisi keluaran gas panas sehingga media pemanas *economizer* adalah gas panas bekas pembakaran. Konstruksi *economizer* berupa sekelompok pipa – pipa kecil yang disusun berlapis – lapis. Di bagian dalam pipa mengalir air pengisi yang dipompakan oleh *Boiler Feed Pump* (BFP) dan di bagian luar pipa mengalir gas panas hasil pembakaran yang terjadi di ruang bakar.

2. *Steam Drum*



Gambar 2.5 *Steam Drum* pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik
(sumber : Foto Pribadi)

Merupakan suatu alat yang digunakan untuk menampung air yang berasal dari *economizer* yang akan dipanaskan pada pipa – pipa penguap (*watertube*) dan menampung uap air dari pipa – pipa sebelum dialirkan ke *superheater*. *Steam drum* ini berfungsi untuk memisahkan air dan uap dengan metode *siklus air natural*. Siklus dari metode ini yaitu air akan bersirkulasi akibat adanya perbedaan berat jenis dimana air yang temperaturnya lebih rendah akan turun. Sedangkan air yang memiliki temperatur lebih tinggi akan naik ke drum sambil melepaskan uapnya untuk dipisahkan antara uap dan airnya dengan menggunakan *separator*, *sevron*, dan *dryer*. *Steam drum* juga berfungsi sebagai pengatur kualitas air pada boiler dengan membuang kotoran yang terlarut ke dalam *Continuous Blow Down* (CBD).

Selain mengatur kualitas air, perbandingan antara air dengan uap pada *steam drum* harus dijaga. Jika level ketinggian air dibawah standar atau perbandingan air lebih kecil dari uapnya, maka bisa terjadi *overheating* pada pipa dan mengakibatkan pipa – pipa di dalam boiler pecah. Sedangkan jika perbandingan air lebih besar dari uapnya maka dikhawatirkan uap yang dihasilkan dari boiler masih mengandung butir – butir air. Jika butir – butir air tersebut menabrak sudu – sudu turbin yang bergerak bersamaan dengan uap panas yang memiliki tekanan tinggi, maka sudu – sudu turbin bisa berlubang bahkan rusak.

Pengaturan level di dalam *steam drum* dilakukan dengan mengatur besarnya pembukaan *flow control valve*. Agar *steam drum* tetap terjaga keamanannya maka dipasangkan alarm untuk *high level* dan *low level* serta *trip* untuk *very low level* dan *very high level*. Dalam memonitor level air di dalam boiler dapat dilakukan dengan menggunakan peralatan *level gauge* atau *level indicator* yang terdapat di dekat *steam drum* (lokal), atau dengan cara *remote* (jarak jauh) di *control room* juga dicatat pada *level recorder*.

Uap yang terkumpul di dalam *steam drum* akan mengalir ke arah puncak melewati *steam separator* dan *screen dryer* lalu keluar dari dalam drum dalam keadaan kering menuju *superheater* dan akhirnya ke turbin. Butir – butir air yang terpisah dari uap akan jatuh dan bersirkulasi kembali bersama air yang baru masuk (*feedwater*).

3. Riser Tube (Tube Wall) dan Downcomer

Di dalam *tube wall* atau *water wall tube* terdapat air yang bersirkulasi dari *steam drum* melalui *down comer* dan *low header*. Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran di dalam *furnace* sebagian diberikan kepada air yang ada di dalam *wall tube* sehingga air berubah menjadi uap.

Sedangkan pada *downcomer* merupakan pipa yang berukuran besar, menghubungkan bagian bawah *steam drum* dengan *lower header*. *Downcomer* tidak terkena panas secara langsung dari ruang bakar. Dan untuk menghindari kerugian panas yang terbuang pada *downcomer*, maka diberi *downcomer* isolasi.

4. Blow Down

Blow down berfungsi untuk mengurangi kandungan zat dan impuritis air. Untuk mengetahuinya dapat melakukan pengambilan *sample* di tengah boiler dengan cara kontinyu atau terputus – putus. Menentukan volume *blow down* tergantung dari tingkat pencemaran, laju pencemaran, dan target konsentrasi yang dapat diperoleh dari perhitungan atau pembacaan grafik.

5. Header

Dari header air akan masuk ke *wall tube (riser)* untuk diubah menjadi uap dan kembali ke Boiler. *Header (low header)* merupakan tempat penampungan air yang berasal dari *downcomer*.

2.4.2 Sistem Uap pada Boiler

2.4.2.1 Komponen Utama Sistem Uap Boiler

1. Superheater

Steam superheater merupakan alat yang digunakan untuk memanaskan lanjut uap saturasi sampai dihasilkan uap yang benar – benar kering (*superheated steam*). Maksud dibuatkannya uap kering adalah agar sudu – sudu tidak terkikis oleh butiran – butiran air yang menyebabkan sudu turbin rusak.

Aliran sirkulasi uap yang terjadi adalah:

- Uap jenuh dari *steam drum* dialirkan ke *primary superheater*.
- Setelah dari *primary superheater*, uap mengalir ke *secondary superheater* yang terletak pada bagian gas sangat panas.
- Kemudian dari *secondary superheater*, uap mengalir ke turbin tekanan tinggi.



Gambar 2.6 *Superheater Tube* pada Boiler Unit 3
PT. PJB UP Gresik
(sumber: PT. PJB UP Gresik)

Pada beberapa boiler untuk pemanas lanjutnya menggunakan *primary superheater*, *secondary superheater*, dan *final superheater*. Hal ini bertujuan untuk memudahkan pengontrolan temperatur keluarannya, sehingga dapat diperoleh temperatur *mainsteam* yang diinginkan.

2. *Reheater*

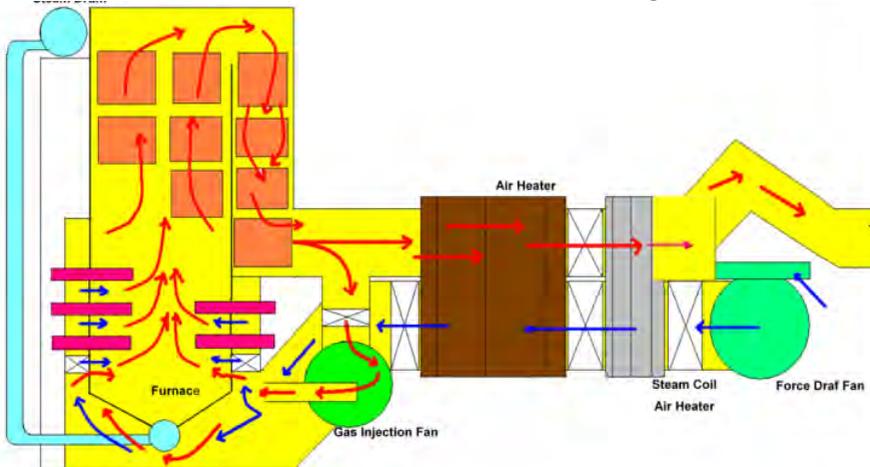


Gambar 2.7 *Reheater Tube* pada Boiler Unit 3
PT. PJB UP Gresik
(sumber : PT. PJB UP Gresik)

Reheater merupakan suatu alat yang digunakan untuk memanaskan (menaikkan) kembali temperatur uap *superheater* setelah melakukan kerja memutar sudu HP turbin (*High Pressure Turbine*). Uap *superheater* yang bertekanan 166 kg/cm^2 dan bertemperatur $535 \text{ }^\circ\text{C}$ ini, setelah memutar sudu turbin HP maka tekanannya hanya tinggal 31 kg/cm^2 dan temperaturnya $314 \text{ }^\circ\text{C}$. Uap bekas turbin HP tersebut telah kehilangan energi panasnya, untuk memperoleh energi panasnya kembali maka dilakukan perlakuan *reheater* sehingga uap tersebut memperoleh panasnya kembali (pada temperatur $536 \text{ }^\circ\text{C}$ dan tekanan 31 kg/cm^2) untuk memutar sudu IP turbin (*Intermediate Pressure Turbine*) yang kemudian diteruskan ke sudu LP turbin (*Low Pressure Turbine*).

Uap *superheater* yang berasal dari turbin tekanan tinggi, kembali ke *steam generator* (boiler), untuk mendapatkan panas dalam *reheater*, kemudian setelah dipanaskan di *reheater*, uap tersebut mengalir ke IP turbin.

2.4.3 Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler



Gambar 2.8 Sistem Udara Pembakaran dan *Flue Gas* pada Boiler Unit 3 PT. PJB UP Gresik
(sumber : PT. PJB UP Gresik)

Pada boiler PLTU PT. PJB UP Gresik menggunakan bahan bakar *natural gas* (NG) sebagai bahan bakar utama untuk proses pembakaran di *furnace*. Selain itu, digunakan pula *residual oil* sebagai bahan bakar cadangan, digunakan saat *emergency* apabila terjadi gangguan teknis pada *line gas* atau pendistribusian NG pada UP Gresik.

Natural gas dipasok melalui pipa bawah laut yang berasal dari Sumur Gas Pagerungan dan Madura Utara yang kemudian bahan bakar tersebut langsung disalurkan melalui pipa – pipa gas ke *burner*. Bahan bakar tersebut bereaksi dengan udara pembakaran di dalam *furnace* boiler yang disuplai dengan FDF kemudian dipanaskan terlebih dahulu ke SCAH lalu ke *air heater*. Setelah itu udara bereaksi dengan bahan bakar di dalam *furnace* serta nyala api *burner* sehingga terjadi proses pembakaran.

Pembakaran tersebut menghasilkan *flue gas* yang digunakan untuk memanaskan pipa – pipa *final superheater*, *secondary superheater*, *primary superheater*, dan *reheater*. Karena temperatur *flue gas* masih tinggi untuk peningkatan

efisiensi, maka *flue gas* tersebut digunakan sebagai media pemanas fluida kerja pada *economizer* dan *air heater*. GIF (*Gas Injection Fan*) berfungsi menginjeksikan sebagian *flue gas* ke dalam udara pembakaran yang akan masuk ke *furnace*. Selanjutnya setelah melewati *air heater*, *flue gas* akan dibuang ke atmosfer melalui *stack*.

2.4.3.1 Komponen Utama Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler

Komponen utama dalam sistem udara pembakaran dan *flue gas* pada boiler antara lain:

1. *Force Draft Fan*

Merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk memasok atau mensuplai udara pembakaran yang akan digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar (*furnace*).

2. *Steam Coil Air Heater (SCAH)*

Suatu peralatan yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum menuju atau masuk ke *air heater* dengan tujuan agar perbedaan nilai temperatur udara masuk *air heater* dengan elemen pemanas *air heater* tidak terlalu tinggi serta mencegah korosi pada sisi *cold end* akibat adanya pengendapan sulfur. Dalam hal ini dibatasi $\geq 115^{\circ}\text{C}$ (*dew point sulphur*). (Tim *Air Heater* PLTU Gresik, 2007:11)

3. *Air Heater*

Suatu peralatan *heat exchanger* yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar dengan memanfaatkan media pemanas dari gas bekas yang temperaturnya masih cukup panas.

4. *Windbox*

Merupakan suatu peralatan yang berfungsi sebagai pengumpul udara pembakaran sebelum didistribusikan ke *burner*. *Windbox* dilengkapi dengan damper untuk mengatur udara pembakaran yang akan masuk ke *burner*.

5. *Stack*

Merupakan peralatan terakhir yang dilewati oleh gas buang hasil pembakaran di boiler. Gas buang tersebut kemudian mengalir ke atmosfer.

2.4.4 Sistem Bahan Bakar Boiler

Pada PLTU PT. PJB UP Gresik, bahan bakar utama untuk boilernya adalah *natural gas* (NG) yang dipasok melalui pipa bawah laut yang berasal dari sumur gas Pagerungan (ARCO) dan dari Madura Utara (KODECO) serta juga disuplai dari 3 perusahaan lain yaitu MKS, PHE, PGN SAKA yang kemudian dijadikan satu. Bahan bakar tersebut kemudian langsung disalurkan ke *burner – burner* yang ada di *furnace* boiler melalui *line gas* / pipa – pipa penyalur NG. Pengendalian tekanan gas yang akan masuk ke *burner* diatur oleh PCV (*Pressure Control Valve*) dan pengukuran flow bahan bakar digunakan *flowmeter* dengan sensor elektronik tipe OVAL EL 4501 sehingga pembacaan *flow* bahan bakar dapat ditampilkan pada *display* yang ada di CCR PLTU.

2.4.4.1 Komponen Utama Sistem Bahan Bakar Boiler

1. *Igniter*

Igniter adalah alat yang berfungsi sebagai penyala awal atau pemantik (*burner*). Dimana *igniter* ini menggunakan media bahan bakar *High Speed Diesel (HSD oil)* dan proses pengabutannya menggunakan *service air* dari *service air compressor* dengan tekanan tertentu pula.

2. *Burner*

Burner merupakan alat pembakaran bahan bakar (*Natural Gas, HSD Oil, Residual Oil*) dan udara pembakaran di dalam ruang bakar boiler secara terus menerus dengan tekanan dan temperatur tertentu. *Burner* juga berfungsi sebagai pengabutan bahan bakar dengan cara menggunakan *steam atomizing* atau uap pengabut sehingga didapatkan atom – atom campuran bahan bakar yang mudah terbakar dan pembakaran dalam ruang bakar boiler berjalan dengan optimal.

3. Ruang Bakar (*Furnace*)

Ruang bakar adalah bagian dari boiler yang berfungsi untuk tempat berlangsungnya proses pembakaran bahan bakar.

4. *Pressure Control Valve*

Pressure control valve (PCV) merupakan sebuah *valve* yang berfungsi untuk mengendalikan tekanan bahan bakar yang akan masuk ke ruang bakar, sekaligus juga sebagai pengaman. Dalam mengendalikan tekanan bahan bakar, PCV bekerja berdasarkan indikator: beban yang dilayani oleh unit, temperatur *mainsteam*, nyala api *burner* dan tekanan pada ruang bakar.

2.5 Alat Bantu Boiler

1. *Gas Injection Fan* (GIF)

Peralatan yang digunakan untuk menginjeksikan gas panas ke dalam udara bakar sehingga udara bakar dan gas panas tersebut bercampur. Adapun tujuan dari pencampuran ini adalah untuk meningkatkan efisiensi yakni dengan jalan mengambil sebagian gas panas yang akan keluar ke cerobong dan diinjeksikan ke dalam udara bakar sehingga volume dan temperatur udara bakar tersebut akan bertambah.

2. *Soot Blower*

Soot blower merupakan peralatan yang berfungsi untuk membersihkan deposit/jelaga dengan menggunakan *steam*. Uap yang digunakan untuk pembersihan jelaga biasanya diambil langsung dari boiler, yaitu dari sisi keluar *primary superheater* atau dari sisi masuk *reheater*. Namun, uap dari boiler bantu (*auxiliary boiler*) pun juga dapat digunakan. (A. Cahyono, 2012)

3. *Safety Valve*

Safety valve berfungsi untuk melindungi dari bahaya tekanan berlebih pada uap boiler, melindungi perpipaan dan alat – alat proses dari kelebihan tekanan. *Safety valve* merupakan jenis katup yang mekanismenya secara otomatis melepaskan uap dari boiler, ketika tekanan atau temperaturnya melebihi batas yang telah ditetapkan.

4. Flame Detector Cooling Fan

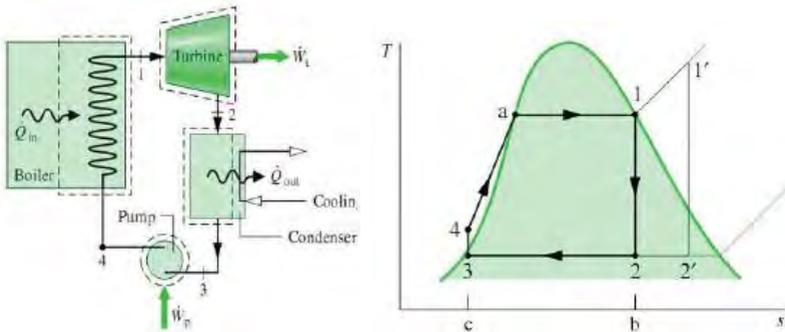
Peralatan yang digunakan untuk mendinginkan *detector* atau alat – alat sensor pembakaran, karena pada umumnya semua peralatan sensor yang ada pada boiler bekerja pada daerah yang bertemperatur tinggi, misalkan kamera yang digunakan untuk melihat bentuk nyala api *burner*, *flame detector* yang digunakan untuk mensensor adanya penyalaan api dan lain – lainnya.

2.6 Analisis Termodinamika

2.6.1 Siklus Rankine

Siklus rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah energi termal menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida kerjanya.

Siklus rankine nyata yang digunakan dalam instalasi pembangkit daya jauh lebih rumit dibandingkan siklus rankine ideal yang sederhana. Siklus ini merupakan siklus yang paling banyak digunakan untuk pembangkit listrik, terutama pada PLTU. Siklus ini terdiri dari 4 proses, yaitu:



Gambar 2.9 Siklus Rankine Ideal

(Sumber: Moran-Saphiro:
Fundamentals of Engineering Thermodynamics)

- Proses 1 – 2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin, dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser.
- Proses 2 – 3 : Pelepasan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser (uap air dikondensasikan menjadi air/*saturated liquid* pada titik 3).
- Proses 3 – 4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju ke kondisi 4, yaitu dalam daerah campuran hasil kompresi.
- Proses 4 – 1 : Pemasukan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus (air pada kondisi cair jenuh dipanaskan hingga kondisi uap jenuh pada titik 1).

2.6.2 Control Volume pada Kondisi Steady State

Walaupun dalam suatu sistem pembangkit peralatan – peralatan utama seperti boiler, turbin, kondenser, dan pompa dimana terdapat aliran massa, secara prinsip dapat dianalisis dengan mempelajari sejumlah tertentu dari zat (sistem tertutup) pada saat mengalir melalui peralatan itu, tetapi pada umumnya lebih mudah untuk mengambil satu daerah dalam ruang dimana massa mengalir melaluinya (volume atur).

Untuk memudahkan perhitungan *control volume* biasa dihitung pada kondisi *steady* yaitu kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu pula pada laju aliran massa, dan laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal ini digambarkan dalam persamaan berikut:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana *i* merupakan sisi masuk dan *e* merupakan sisi keluar. Dari persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$. Laju perpindahan energi pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_1^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_2^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

Dan mengingat $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ maka persamaan menjadi

$$0 = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} + (h_i - h_e) - \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) + g(z_i - z_e) \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana:

\dot{Q} : Beban Pemanasan (W)

\dot{m} : Laju aliran massa $\left(\frac{kg}{s} \right)$

h : Koefisien konveksi $\left(\frac{kJ}{s} \right)$

2.7 Analisis Perpindahan Panas

2.7.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas

Berdasarkan hukum termodinamika pertama dengan kondisi open sistem, *steady state*, *steady flow*, energi potensial dan energi kinetik diabaikan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\delta Q = \dot{m} \cdot di \dots \dots \dots (2.4)$$

Jika fluida tidak diikuti perubahan fase dan memiliki *specific heat* yang konstan maka:

$di = Cp \cdot dT_i$, sehingga persamaan menjadi:

$$\delta Q = (\dot{m} \cdot Cp)_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\delta Q = (\dot{m} \cdot Cp)_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.6)$$

dimana:

$T_{h,i}$: Temperatur *inlet* fluida panas (K)

$T_{h,o}$: Temperatur *outlet* fluida panas (K)

$T_{c,o}$: Temperatur *inlet* fluida dingin (K)

$T_{c,i}$: Temperatur *outlet* fluida dingin (K)

2.7.2 Analisis Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi merupakan salah satu proses perpindahan panas yang cukup rumit karena dipengaruhi oleh banyak faktor. Koefisien konveksi dipengaruhi oleh orientasi arah aliran terhadap objek, dimensi dan bentuk objek, konduktivitas panas lapisan fluida, *density* fluida, viskositas fluida, dan kapasitas panas jenis fluida pada tekanan konstan. Faktor – faktor tersebut dituangkan dalam bilangan Nusselt, bilangan Reynold, dan bilangan Prandtl. Bilangan – bilangan tersebut adalah bilangan tak berdimensi hasil riset mereka khususnya dalam menemukan persamaan empiris untuk memprediksikan koefisien konveksi.

Dalam mendesain suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi, yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran di dalam pipa.

2.7.3 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir di dalam pipa pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Jenis aliran yang terjadi ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal dimana pada aliran eksternal dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Dalam aliran internal bisa dibagi menjadi 2 jenis aliran yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya. *Reynolds number* untuk aliran dalam pipa digunakan persamaan berikut ini:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_u \cdot D_i}{\mu} \dots \dots \dots (2.7)$$

Keterangan:

- V_u : kecepatan aliran fluida di dalam pipa (m/s)
- ρ : massa jenis pada kondisi rata – rata ($\frac{kg}{m^3}$)
- D_i : diameter dalam (m)
- μ : viskositas uap ($N \cdot s/m^2$)

Untuk aliran dalam pipa atau aliran internal aliran turbulen dimulai apabila $Re = 2300$ atau disebut *Reynolds number* kritis.

1) Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan – lapisan yang membentuk garis – garis alir dan tidak berpotongan satu sama lain. Aliran laminar adalah aliran fluida tanpa arus turbulen (pusaran air). Partikel fluida mengalir atau bergerak dengan bentuk garis lurus dan sejajar. Pada laju aliran rendah, aliran laminar tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran laminar mempunyai Bilangan Reynold lebih kecil dari 2300.

Perpindahan panas pada aliran internal yang aliran fluidanya laminar dapat ditinjau melalui kondisi *heat flux* permukaan konstan dan pada saat temperatur *surface* konstan. Pada saat aliran internal dalam *circular tube* dengan kondisi *heat flux* permukaan konstan dan dalam kondisi *fully developed*, maka ΔT pada seluruh permukaan perpindahan panas sama, sehingga q'' diseluruh permukaan sama atau *Nusselt number*nya konstan dan tidak tergantung pada Re , Pr dan *axial location*. *Nusselt number* pada kondisi ini didapat dari persamaan:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = 4,36 (q'' = konstan) \dots \dots \dots (2.8)$$

2) Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran fluida yang bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi. Akibatnya garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Oleh Osborn Reynold digambarkan sebagai bentuk yang tidak stabil yang bercampur dalam waktu yang cepat yang selanjutnya memecah dan tidak terlihat. Aliran turbulen mempunyai *Reynold number* yang lebih besar dari 2300.

Dalam aliran turbulen *fully developed*, *Nusselt number* dapat dihitung dengan menggunakan korelasi Dittus – Boelter, yaitu:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n \dots \dots \dots (2.9)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

dimana n = 0,4 untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan n = 0,3 untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$) dengan:

$$T_m = \bar{T}_h - \bar{T}_c \dots \dots \dots (2.10)$$

keterangan:

T_m : beda temperatur rata – rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

\bar{T}_h : temperatur rata – rata fluida panas (K)

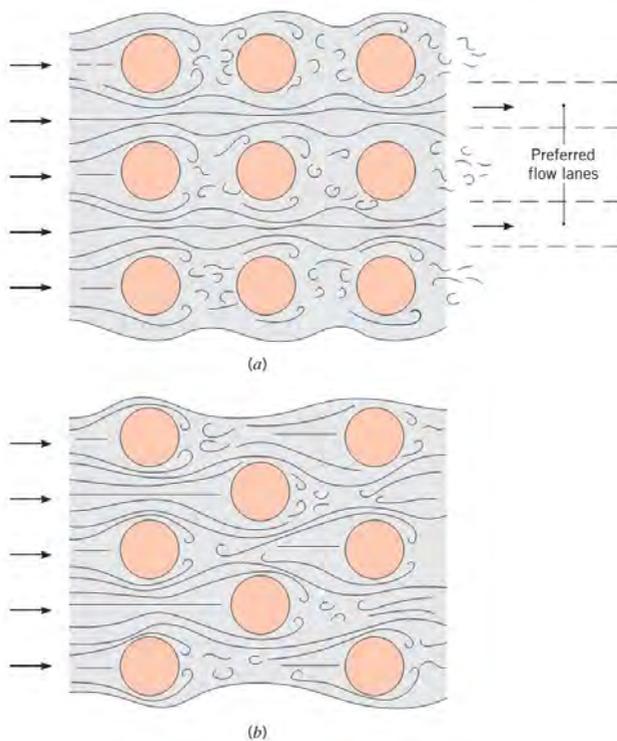
\bar{T}_c : temperatur rata – rata fluida dingin (K)

2.7.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa pada boiler menyerupai *shell and tube heat exchanger* dianalisis berdasarkan analisis perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah barisan *tube*. Tingkat

turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*.

Ada dua jenis susunan *tube* yang bisa digunakan pada perencanaan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar. Susunan *tube* jenis *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas lebih tinggi karena bentuknya berliku – liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.10 Aliran Fluida Melintasi (a) *Aligned tube banks* dan (b) *Staggered tube banks*
(Sumber: F.P Incropera: *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*)

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak *tube* pada susunannya. Koefisien perpindahan panas untuk susunan *tube* pada baris pertama kurang lebih sama dengan *single tube* pada aliran melintang. Sedangkan pada susunan pipa yang lebih dalam terdapat koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Dalam rata – rata susunan *tube* yang ada, koefisien perpindahan panas memiliki kondisi yang stabil karena itu hanya terdapat sedikit perubahan pada baris di atas baris keempat atau kelima.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata – rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D} \dots \dots \dots (2.11)$$

Jika luasan *tube* tidak bulat atau menggunakan pipa sirip, maka perhitungan harus menggunakan diameter hidrolis. *Nusselt number* dapat dicari dengan 2 rumus di bawah ini tergantung pada besarnya *Reynolds number* dan *Prandtl number* yang terjadi.

$$Nu_{\bar{D}} = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.12)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re < 40000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

atau:

$$Nu_{\bar{D}} = C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

dimana:

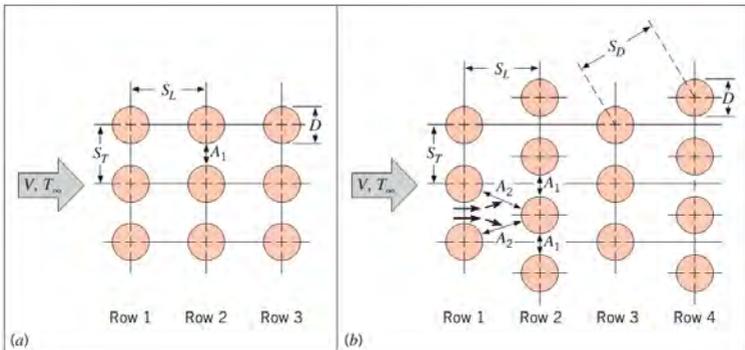
- h : Koefisien perpindahan panas (kJ/s)
- $Nu_{\bar{D}}$: Nusselt number
- Re : Reynolds number
- Pr : Prandtl number
- Pr_s : Prandtl number pada temperatur *surface*
- k : Konduktivitas termal ($W/m \cdot K$)
- D_o : Diameter luar *tube* (m)
- N_L : Jumlah jajaran *tube*

Untuk mendapatkan koefisien di atas maka perlu dihitung terlebih dahulu variabel penyusunnya:

- Bilangan Reynold untuk gas buang dengan V_{gmax} adalah :

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho \cdot V_{gmax} \cdot D_h}{\mu} \dots \dots \dots (2.14)$$

- Kecepatan aliran sisi *shell*
 Besarnya V_{gmax} dapat dihitung dengan persamaan berikut tergantung pada dimana V_{gmax} terjadi. Ada A_1 atau pada A_2 .



Gambar 2.11 Susunan Tube (a) Aligned, (b) Staggered
 (Sumber: F.P Incropera:
Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition)

Pada susunan *aligned* kecepatan maksimum terjadi pada A_1 , oleh karena itu $V_{g \max}$ dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{g \max} = \frac{ST}{ST - D_o} \times V_g \dots \dots \dots (2.15)$$

Sedangkan untuk susunan *staggred* kecepatan maksimum dapat terjadi di A_1 atau dapat pula terjadi pada A_2 . Dan bila terjadi di A_2 maka:

$$V_{g \max} = \frac{ST}{2(ST - D_o)} \times V_g \dots \dots \dots (2.16)$$

$V_{g \max}$ terjadi pada A_2 , jika:

$$SD < \frac{ST - D_o}{2} \dots \dots \dots (2.17)$$

$$\left[SL^2 + \left(\frac{ST}{2} \right)^2 \right]^{0,5} < \frac{ST - D_o}{2} \dots \dots \dots (2.18)$$

- Kecepatan gas masuk pada rangkuman pipa yang diukur pada temperatur gas buang masuk

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot D_o \cdot n \cdot L} \dots \dots \dots (2.19)$$

Keterangan:

\dot{m}_g : laju aliran massa gas buang gas buang $\left(\frac{kg}{s} \right)$

ρ_g : massa jenis gas buang $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

$V_{g \max}$: Kecepatan maksimum fluida (m/s)

D_h : Diameter hidrolis (m)

n : banyaknya jumlah pipa dalam satu row/baris

L : panjang pipa (m)

2.7.5 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Koefisien ini dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Secara umum *overall heat transfer coefficient* dapat dicari dengan rumus berikut:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{tot} \dots \dots \dots (2.20)$$

Tahanan termal total untuk sistem di atas adalah penjumlahan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran di luar silinder.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} \dots \dots \dots (2.21)$$

keterangan:

- U : Overall heat transfer coefficient ($W/m^2 \cdot K$)
- A : Luas total permukaan perpindahan panas (m^2)
- r_o : Jari – jari luar pipa (m)
- r_i : Jari – jari dalam pipa (m)

2.7.6 Metode Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Untuk mendesain atau menganalisis suatu *heat exchanger* harus memperhatikan *properties* perpindahan panas seperti temperatur *inlet* dan *outlet*, *overall heat transfer coefficient* (U) dan *total surface area* pada *heat exchanger*. Analisis *heat exchanger* didasarkan pada dua asumsi utama, yaitu semua kalor yang dilepas fluida panas diterima seluruhnya oleh fluida dingin dan perpindahan panas antara *heat exchanger* tersebut dan lingkungan seperti energi potensial dan energi kinetik diabaikan (berlaku untuk *steady flow*).

Besarnya kalor yang diterima fluida dingin dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.22)$$

Besarnya kalor yang dilepas fluida panas dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_h \cdot C p_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (2.23)$$

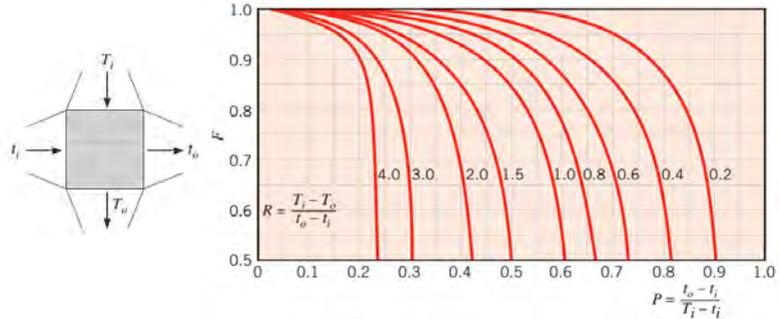
Sehingga laju perpindahan panas yang terjadi pada sebuah *heat exchanger* dapat pula dicari dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots \dots \dots (2.24)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \dots \dots \dots (2.25)$$

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \cdot F \dots \dots \dots (2.26)$$

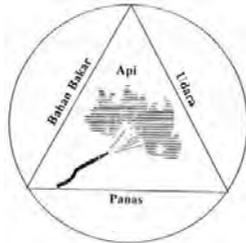
Dengan nilai F didapat dari gambar faktor koreksi *correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube phases*.



Gambar 2.12 Faktor Koreksi LMTD untuk *Heat Exchanger* Aliran Silang dengan Satu Fluida Bercampur dan yang lain Tidak Bercampur
(Sumber: F.P Incropera: *Introduction to Heat Transfer*, 6th Edition)

2.8 Proses Pembakaran Bahan Bakar

Pembakaran adalah reaksi kimia yang terjadi antara material yang dapat terbakar dengan oksigen pada volume dan temperatur tertentu. Pembakaran akan terjadi bila ada 3 sumber yaitu: bahan bakar, oksigen dan sumber nyala/panas.



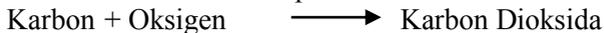
Gambar 2.13 Segitiga Pembakaran
(Sumber: PLN Udiklat Suralaya, 2008)

2.8.1 Reaksi Kimia Pembakaran

Dalam proses pembakaran, unsur – unsur dalam bahan bakar yang dapat membentuk reaksi pembakaran dengan oksigen adalah karbon, hidrogen dan sulfur. Karena itu proses pembakaran bahan bakar tidak lain adalah terbentuknya reaksi pembakaran antara ketiga unsur tersebut dengan oksigen. Reaksi pembakaran untuk ketiga unsur tersebut adalah sebagai berikut:

- Reaksi Pembakaran Karbon

- Pembakaran karbon sempurna



(panas yang dihasilkan sebesar 8100 kCal/kg)

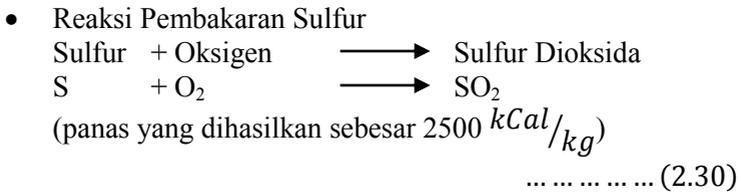
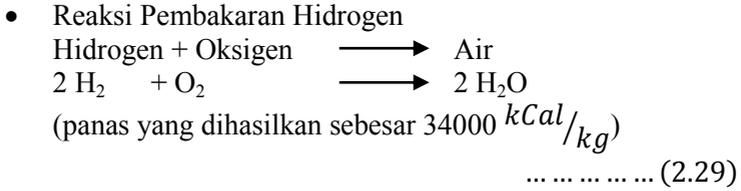
... .. (2.27)

- Pembakaran karbon tidak sempurna



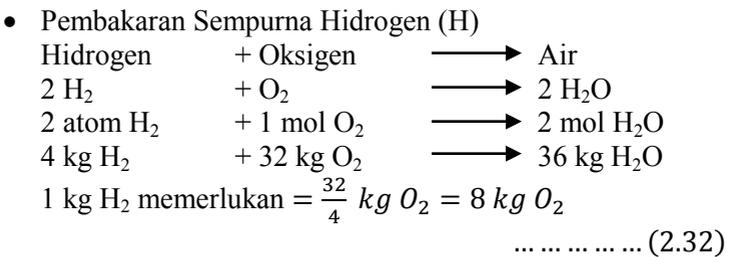
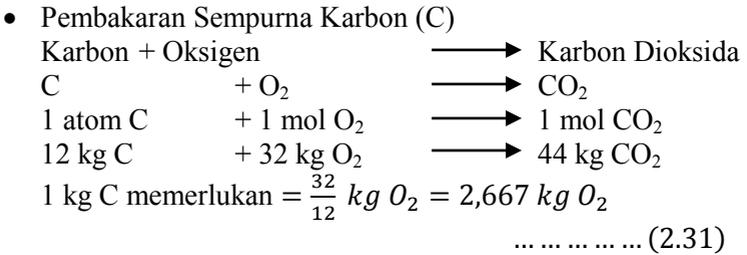
(panas yang dihasilkan sebesar 2370 kCal/kg)

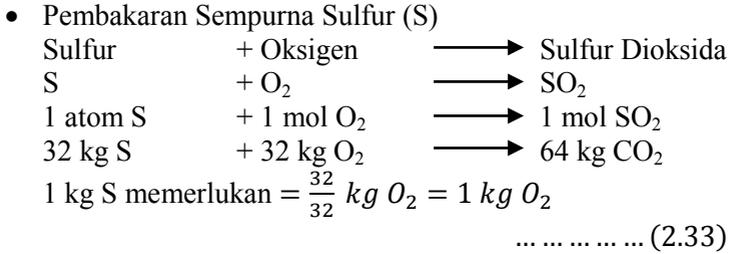
... .. (2.28)



2.8.2 Kebutuhan Udara Bahan Bakar

Jika susunan bahan bakar diketahui, maka dapat dihitung jumlah kebutuhan udara pembakaran untuk pembakaran yang sempurna (Ir.M.J. Djokosetyardjo, 2003:71)





Kebutuhan O₂ teoritis adalah jumlah O₂ teoritis yang diperlukan oleh karbon, O₂ teoritis yang diperlukan oleh hidrogen dan O₂ teoritis yang diperlukan oleh sulfur.

$$O_{2 \text{ teoritis}} = (2,667 C + 8 H + S) \text{ kg} \dots \dots \dots (2.34)$$

Tetapi biasanya didalam bahan bakar juga terdapat sedikit oksigen dan dianggap akan bereaksi dengan hidrogen dalam bahan bakar tersebut. Karena itu hidrogen yang bereaksi dengan oksigen yang berasal dari udara akan berkurang sebanyak $\frac{O}{8}$, sehingga kebutuhan oksigen teoritis total menjadi:

$$O_{2 \text{ teoritis}} = \left[2,667 C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots \dots \dots (2.35)$$

Karena 100 kg udara mengandung 23,2 kg O₂, maka 1 kg oksigen dikandung dalam 4,31034 kg_{udara}, sehingga kebutuhan udara teoritis (TA) dapat dihitung dengan persamaan:

$$TA = \left[2,667 C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots \dots \dots (2.36)$$

dimana:

- C : % karbon per kg bahan bakar
- H : % hidrogen per kg bahan bakar
- O : % oksigen per kg bahan bakar
- S : % sulfur per kg bahan bakar

2.8.3 Kebutuhan Udara Lebih (*Excess Air*)

Dalam prakteknya, pembakaran sempurna dengan udara teoritis sangat sulit dicapai karena pada kenyataannya, disebabkan oleh beberapa faktor bahwa tidak semua oksigen dapat bertemu dan bereaksi dengan unsur – unsur dalam bahan bakar. Karena itu, untuk menjamin terlaksananya proses pembakaran sempurna, maka diberikan sejumlah udara lebih (*excess air*).

Tetapi jika *excess air* terlalu tinggi maka akan membawa panas keluar cerobong dan jumlah udara harus merupakan kompromi antara bertujuan untuk menciptakan pembakaran sempurna serta usaha untuk mengurangi kerugian panas ke cerobong sekecil mungkin. Pemberian udara lebih, yakni dengan memasukkan lebih banyak udara kedalam ruang bakar akan mengurangi kerugian panas dalam hal kerugian karbon yang tidak terbakar. Tambahan oksigen akan bereaksi dengan karbon sehingga akan menurunkan kadar karbon dalam abu. Selain itu juga akan mengurangi kandungan CO dalam gas buang, sehingga mengurangi kerugian gas yang tidak terbakar. Jika udara lebih ditingkatkan lagi, kerugian pembakaran akan menurun tetapi keuntungan tersebut akan dikompensir oleh kenaikan daya *fan* serta peningkatan kehilangan panas karena gas buang (PLN Udiklat Suralaya, 2008:46). *Excess air* dapat diketahui dengan rumus:

$$\% EA = \frac{AA - TA}{TA} \times 100\% \dots \dots \dots (2.37)$$

atau jika kadar CO₂ dalam *flue gas* dapat terdeteksi, maka *excess air* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\% EA = \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100 \% \dots \dots \dots (2.38)$$

dimana:

$$AA = TA \times \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} \right] \dots \dots \dots (2.39)$$

$$\% \text{ volume } CO_2 \text{ teoritis} = \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.40)$$

Keterangan:

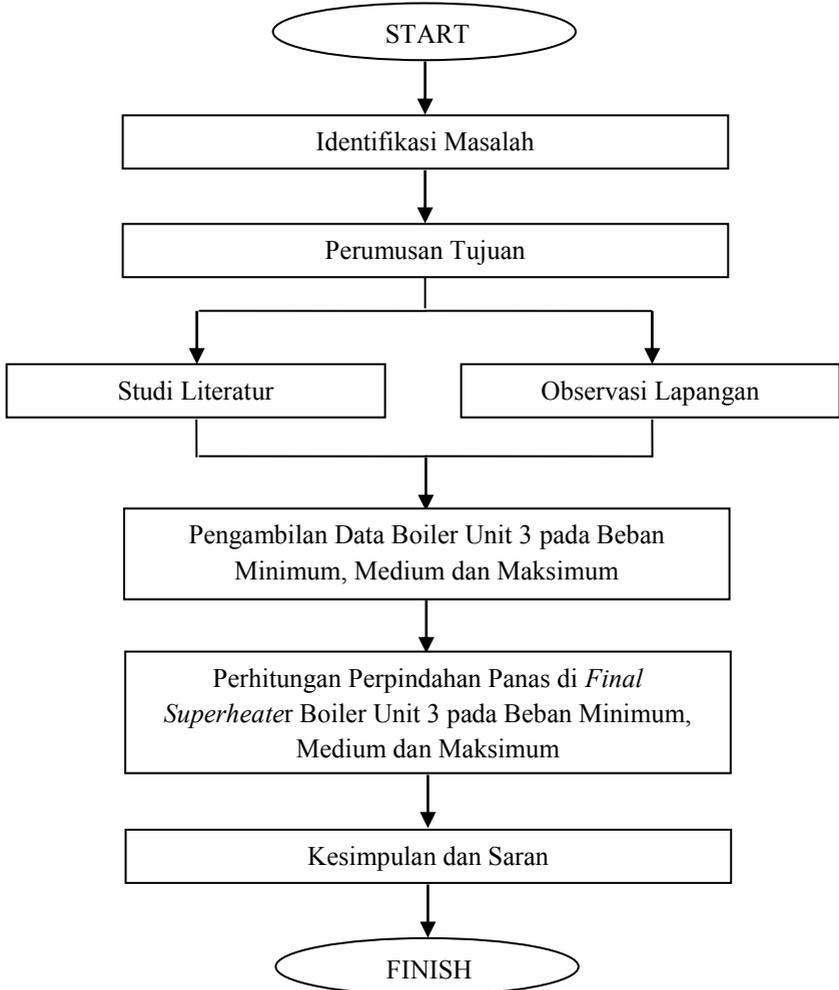
EA : *excess air* (kebutuhan udara lebih)

AA : *actual air* (udara sebenarnya)

TA : *theoretical air* (kebutuhan udara teoritis)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir



Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap, diantaranya sebagai berikut :

3.2.1 Tahap Identifikasi

Pada tahapan awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian. Studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan *Boiler & Accessories* dan Teknik Pembakaran Bahan Bakar. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber *text book* maupun modul yaitu *Boilers for Powes and Process* oleh Kumar Rayaprolu, *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition* oleh F.P Incropera, *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition* oleh F.P Incropera, *Heat Exchanger Design Handbook* oleh C.F. Beaton, Ketel Uap oleh Ir. M.J. Djokosetyardjo, Modul Pengoperasian Ketel Uap dan Pembakaran Bahan Bakar oleh PT. PLN (Persero) Udiklat Suralaya dan beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan pengamatan lapangan secara langsung pada boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik. Observasi meliputi identifikasi komponen – komponen dan alat bantu pada Boiler serta melakukan identifikasi mengenai komponen – komponen pendukung dalam sistem kerja boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.

3.2.2 Tahap Pengambilan Data dan Analisis

Dari studi literatur dan observasi mengenai perpindahan panas di *final superheater* pada boiler dengan metode *Log Mean Temperature Different (LMTD)*, dilakukan pengambilan data pada PLTU Unit 3 khususnya data mengenai boiler pada beban minimum, medium dan maksimum. Data yang dibutuhkan dalam analisa didapat dari *Rendal Operasi PLTU Unit III-IV, Rendal Har, CCR PLTU Unit III-IV*, dan *Laboratorium PLTU*. Data tersebut antara lain:

1. Data *fuel analysis* kondisi operasi terbaru (*performance test* tanggal 3 Februari 2014)

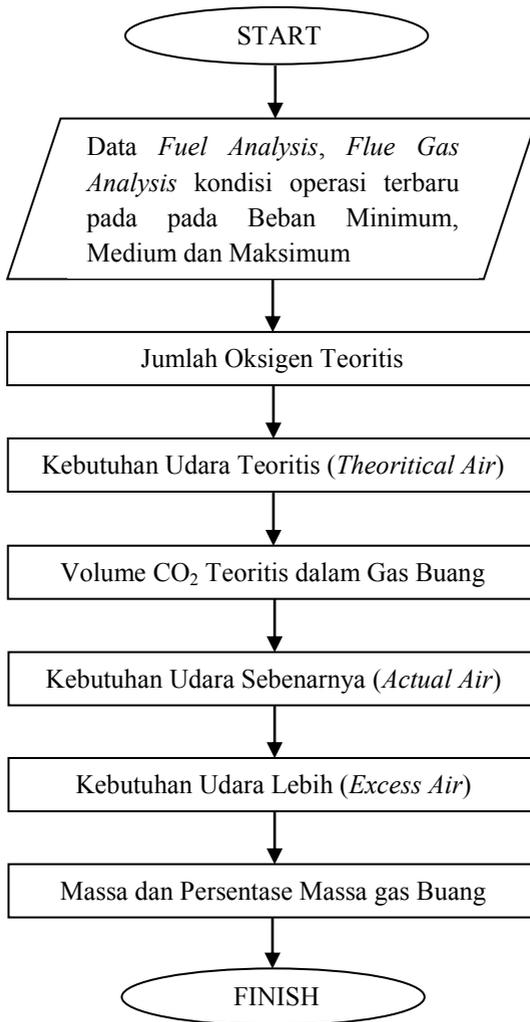
2. Data *flue gas analysis* kondisi operasi terbaru (*performance test* tanggal 18 Maret 2015)
3. Data – data pendukung (*supporting data*) yang diperlukan perhitungan perpindahan panas di *final superheater* pada beban minimum, medium dan maksimum.
4. Data spesifikasi Boiler Unit 3 PLTU PT. PJB UP Gresik

Setelah melakukan pengambilan data yang diperlukan, kemudian dilakukan perhitungan perpindahan panas di *final superheater* boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) serta melakukan analisis terhadap penyerapan panas pada boiler khususnya *final superheater*.

3.2.3 Tahap Penarikan Kesimpulan dan Saran

Tahapan ini merupakan ujung dari perhitungan dan analisis perpindahan panas di *final superheater* boiler PLTU Unit 3, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil perhitungan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) serta dari hasil analisis penyerapan panas pada *final superheater* untuk pemecahan masalah yang akan dilakukan. Kemudian memberikan saran untuk PT. PJB UP Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

3.3 Diagram Alir Perhitungan Massa dan Persentase Massa Gas Buang



Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan TPBB

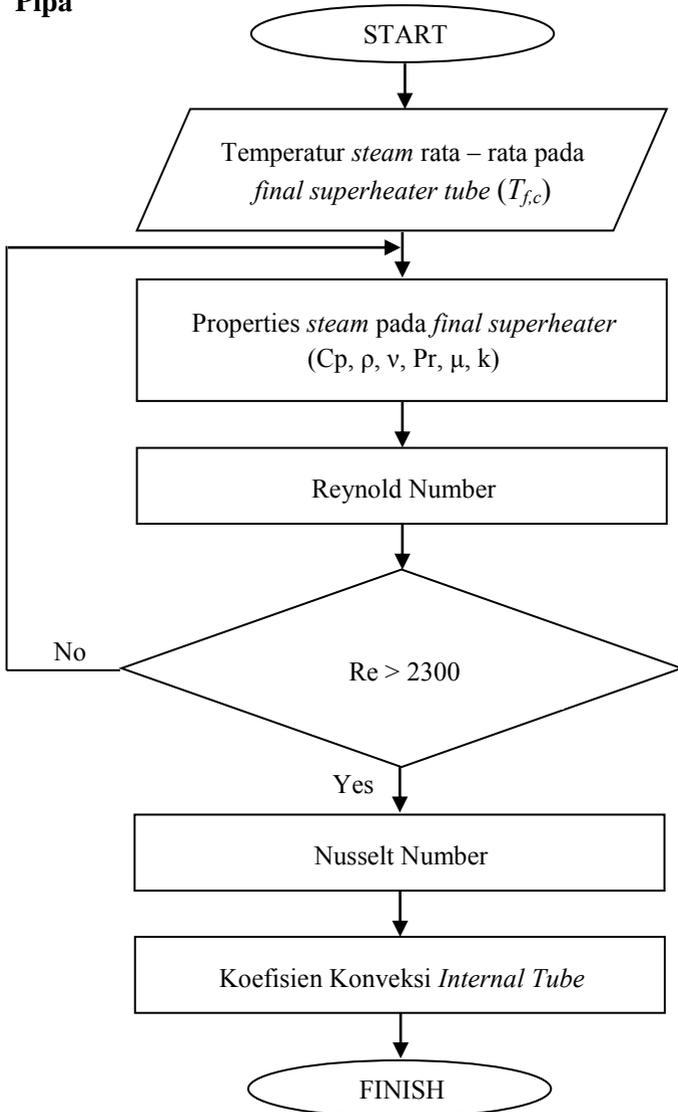
3.4 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Teori Pembakaran Bahan Bakar

Melakukan perhitungan untuk memperoleh persentase udara lebih (*excess air*) digunakan untuk mengetahui kebutuhan udara lebih dalam proses pembakaran bahan bakar. Hal ini dikarenakan udara lebih digunakan sebagai tolak ukur suatu pembakaran dikatakan sempurna atau tidak sempurna. Meskipun pembakaran sempurna mustahil untuk dilakukan, akan tetapi jika didapatkan udara lebih yang tepat maka pembakaran tersebut bisa mendekati sempurna.

Adapun langkah – langkah perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan udara lebih, antara lain:

1. Data *Fuel Analysis*, *Flue Gas Analysis* kondisi operasi terbaru pada beban minimum, medium dan maksimum didapat dari Rendal dan CCR PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik
2. Perhitungan stokiometri udara yang dibutuhkan untuk pembakaran *natural gas* dengan asumsi pembakaran sempurna.
3. Selanjutnya melakukan perhitungan untuk memperoleh oksigen teoritis yang digunakan untuk mencari udara teoritis.
4. Langkah selanjutnya menghitung udara teoritis yang dibutuhkan.
5. Setelah mengetahui udara teoritis yang dibutuhkan selanjutnya menghitung CO₂ teoritis dalam gas buang.
6. Selanjutnya melakukan perhitungan untuk mencari persentase *excess air* yang digunakan untuk menghitung banyaknya udara sebenarnya.
7. Langkah selanjutnya adalah menghitung besarnya udara sebenarnya (*actual air*) yang dibutuhkan dalam proses pembakaran.
8. Setelah mengetahui *actual air*, selanjutnya melakukan perhitungan untuk mencari besarnya udara lebih yang diperlukan (*excess air*).
9. Tahap terakhir dari perhitungan teori pembakaran bahan bakar adalah massa dan persentase massa gas buang.

3.5 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa



Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa

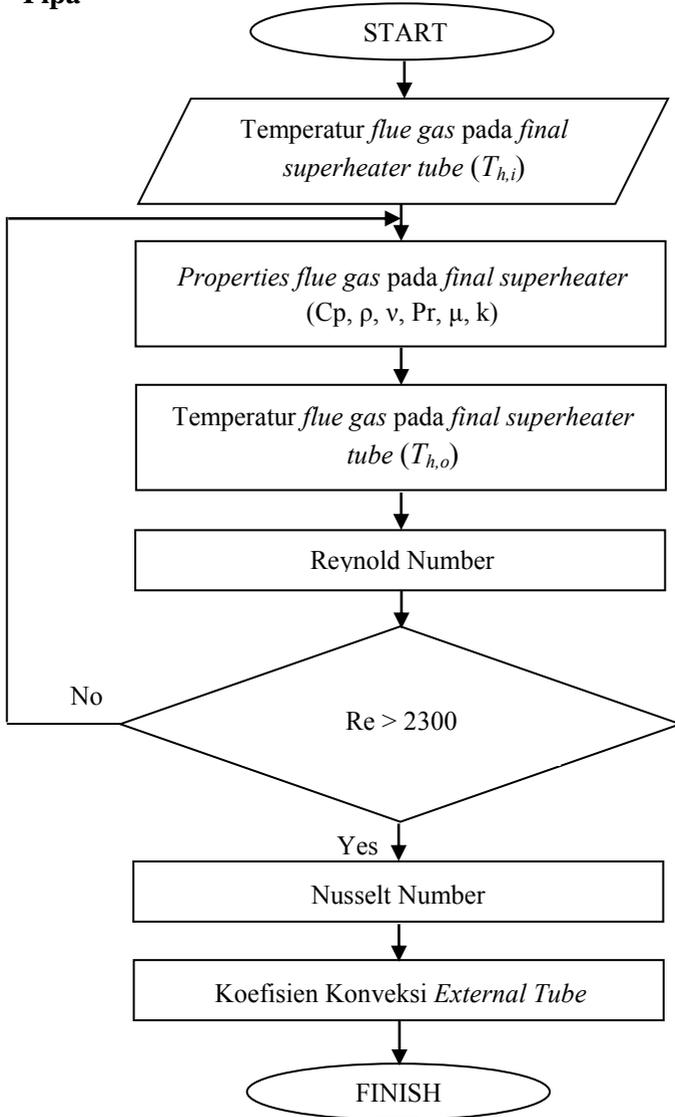
3.6 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa

Pada sisi *internal flow* maupun yang *external flow*, input yang diperlukan adalah dimensi aktual pipa yang digunakan. Dimensi yang dimaksudkan adalah diameter *inlet* dan diameter *outlet*, dan panjang pipa.

Dalam menghitung perpindahan panas di dalam pipa, yang harus dihitung adalah:

1. Temperatur bagian uap rata – rata yang didapatkan dari temperatur rata – rata uap masuk dan keluar.
2. Mencari *properties* uap pada tabel sifat – sifat uap dengan input temperatur yang telah diketahui. Properties yang diperlukan adalah C_p , ρ , ν , Pr , μ , dan k .
3. Setelah mengetahui *properties* maka dilanjutkan dengan menghitung *Reynold Number*. Batas yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah ($Re > 2300$) termasuk aliran turbulen.
4. Dilanjutkan dengan menghitung besarnya *Nusselt Number* yang digunakan untuk menghitung koefisien konveksi di dalam pipa.
5. Tahap terakhir dari perhitungan perpindahan panas di dalam pipa adalah menghitung koefisien konveksi di dalam pipa.

3.7 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa



Gambar 3.4 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa

3.8 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa

Telah diketahui dalam penjelasan sebelumnya bahwa pada sisi *internal flow* maupun yang *external flow*, *input* yang diperlukan adalah dimensi aktual daerah yang dilalui gas buang. Dimensi yang dimaksudkan adalah luasan *cross section final superheater* yang terdiri dari panjang dan lebarnya.

Dalam menghitung perpindahan panas di luar pipa, yang harus dihitung adalah:

1. Mencari *properties flue gas* pada tabel perpindahan panas dengan cara memperhitungkan presentase massa masing masing gas yang terkandung dalam *flue gas* dengan *input* temperatur yang telah diketahui. *Properties* yang diperlukan adalah C_p , ρ , v , Pr , μ , dan k .
2. Langkah selanjutnya adalah menghitung temperatur *flue gas* keluar dengan hukum kekekalan massa.
3. Setelah mengetahui *properties* yang diperlukan, maka dilanjutkan dengan menghitung kecepatan *flue gas* yang masuk dalam *tube banks*.
4. Langkah selanjutnya yaitu menghitung kecepatan *flue gas* maksimal yang ada di luar pipa berdasarkan susunan pipa (*aligned* dan *staggered*) dan mencari kecepatan gas buang maksimal berdasarkan lokasi terjadinya (A_1 atau A_2).
5. Setelah kecepatan *flue gas* maksimal maka dilanjutkan dengan menghitung *Reynold Number*.
6. Dilanjutkan dengan menghitung besarnya Pr pada permukaan pipa (Pr_s) yang digunakan untuk menghitung *Nusselt Number*.
7. Tahap terakhir dari perhitungan perpindahan panas di luar pipa adalah menghitung koefisien konveksi di luar pipa.

(Halaman ini Sengaja Dikosongkan)

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini, akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan laju perpindahan panas pada *final superheater* boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik. Dalam perhitungan dalam bab ini menggunakan data – data pada *generator load* 103,58158 MW atau sekitar 55% pembebanan.

4.1 Spesifikasi *Final Superheater Tube Boiler* di PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Berikut adalah data – data dimensi *final superheater* boiler Unit 3 yang didapat dari *ASH Drawing PLTU Unit III-IV* dan *Rendal Operasi PLTU Unit III-IV*, yang diperlukan dalam perhitungan perpindahan panas di *final superheater*.

Tabel 4.1 Spesifikasi *Size Final Superheater Tube Boiler* Unit 3

No.	Keterangan	Dimensi	Units
1	Diameter Luar (D_o)	0,0381	m
2	Diameter Dalam (D_i)	0,0303	m
3	ST	0,189	m
4	Panjang pipa (L_{tube})	25,515	m
5	Laluan	6	
6	Banyak pipa (N_L)	399	

Tabel 4.2 Spesifikasi *Design Boiler* PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Dimensi	Units
1	Lebar daerah <i>cross section flue gas</i> (L_{cs})	4,2525	m
2	Panjang daerah <i>cross section flue gas</i> (P_{cs})	11,0515	m

4.1.1 Komposisi Kimia Bahan Bakar Boiler di PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik dalam pengoperasiannya menggunakan bahan bakar *natural gas*. Untuk melakukan analisis lebih lanjut, maka perlu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan rumus empiris maupun rumus molekul dari bahan bakar tersebut. Data yang didapat dari hasil *fuel analysis* pada saat *performance test* tanggal 3 Februari 2014 dengan *generator load* 103,58158 MW adalah sebagai berikut:

Tabel 4.3 Data Analisis Bahan Bakar Boiler Unit PLTU Unit 3

No.	Kandungan	Operasi	Units
1	Nitrogen (N)	0,941	% by wt
2	Carbon (C)	71,825	% by wt
3	Hydrogen (H)	24,113	% by wt
4	Sulphur (S)	0	% by wt
5	Oxygen (O)	0	% by wt
6	Moisture (M)	0	% by wt
7	<i>High Heating Value</i> (HHV)	12623,877	$\frac{\text{kCal}}{\text{kg}}$
8	<i>Specific Gravity of Natural Gas</i> (SG)	0,59809	

4.1.2 Analisis Kondisi Gas Buang pada Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Berikut ini merupakan data yang didapat dari hasil *flue gas analysis* yang dilakukan oleh pihak *Laboratorium PLTU Unit III-IV* pada saat *performance test* tanggal 18 Maret 2015. Data hasil *flue gas analysis* ini diukur dengan menggunakan peralatan *orsat* pada 2 lokasi yang berbeda, yaitu pada saluran gas buang/*flue gas duct* sebelum masuk *air heater* (*Economizer Outlet 3*) dan pada saluran gas buang keluaran *air heater* yang akan menuju ke cerobong (*Air Heater Outlet 4*).

Tabel 4.4 Analisis Rata-Rata Gas Buang pada *Economizer Outlet 3*

No	Kandungan	Operasi	Units
1	Carbon dioxide (CO ₂)	9,775	% by vol
2	Oxygen (O ₂)	3,525	% by vol
3	Carbon monoxide (CO)	0,00	% by vol
4	Nitrogen (N ₂)	86,55	% by vol

Tabel 4.5 Analisis Gas Buang pada *Air Heater Outlet 4*

No	Kandungan	Operasi	Units
1	Carbon dioxide (CO ₂)	7,70	% by vol
2	Oxygen (O ₂)	7,30	% by vol
3	Carbon monoxide (CO)	0,00	% by vol
4	Nitrogen (N ₂)	85,00	% by vol

4.1.3 Data – Data Pendukung untuk Perhitungan Perpindahan Panas pada Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Data dibawah ini adalah data – data *local* yang didapat dari *CCR PLTU Unit III-IV* dan *Rendal Operasi PLTU Unit III-IV*. Data – data *steam* dan *flue gas* pada boiler PLTU unit 3 adalah sebagai berikut:

Tabel 4.6 Data Uap pada *Final Superheater Boiler PLTU Unit 3*

No.	Keterangan	Operasi	Units
1	Temperatur <i>steam</i> masuk rata – rata ($T_{c,i}$)	432,5453	°C
2	Temperatur <i>steam</i> keluar rata – rata ($T_{c,o}$)	534,0942	°C
3	Laju aliran massa <i>steam</i> (\dot{m}_c)	297,259	T/H

Tabel 4.7 Data *Flue Gas* pada *Final Superheater* Boiler PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Operasi	Units
1	Temperatur <i>flue gas</i> masuk ($T_{h,i}$)	960	°C
2	Laju aliran massa <i>flue gas</i> (\dot{m}_h)	389000	T/H

4.2 Analisa Proses Pembakaran Bahan Bakar *Natural Gas* di Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

4.2.1 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran di Boiler PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

- 1) Perhitungan Stokiometri Udara yang Dibutuhkan untuk Pembakaran *Natural Gas*

Untuk menghitung kebutuhan udara teoritis yang diperlukan untuk membakar sempurna sejumlah bahan bakar tertentu, dapat dihitung dengan menggunakan komposisi kandungan *natural gas* seperti yang terlihat pada **Tabel 4.3**. Dari data analisis dengan jumlah sampel *natural gas* 100 kg, maka reaksi kimianya adalah sebagai berikut:

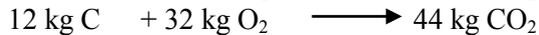
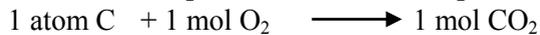
Tabel 4.8 Berat Atom dan Berat Molekul Unsur dalam *Natural gas*

Unsur	Simbol	Berat Atom	Berat Molekul
Karbon	C	12	
Hidrogen	H ₂	1	2
Oksigen	O ₂	16	32
Nitrogen	N ₂	14	28
Sulfur	S	32	
Karbon Dioksida	CO ₂		12 + (2 x 16) = 44
Sulfur Dioksida	SO ₂		32 + (2 x 16) = 64
Air	H ₂ O		(2 x 1) + 16 = 18

a. Persenyawaan Kimia Pembakaran (Unsur Bahan Bakar)
Asumsi :

- Nitrogen yang terkandung dalam bahan bakar maupun udara pembakaran, tidak turut bereaksi dengan oksigen pada proses pembakaran di dalam *furnace*, karena pada data *flue gas analysis* tidak terdapat kandungan gas NO_x dalam gas buang boiler.

- Seluruh unsur karbon (C) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan karbon dioksida (CO_2)

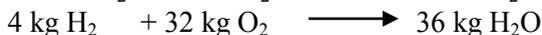
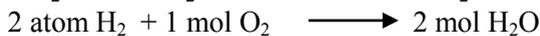
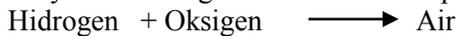


$$1 \text{ kg C memerlukan} = \frac{32}{12} \text{ kg O}_2 = 2,667 \text{ kg O}_2$$

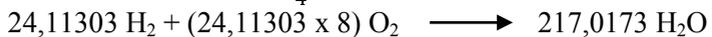


$$\text{O}_2 \text{ yang dibutuhkan} = \frac{32}{12} \times 71,8247 = 1,91533 \text{ kg/kg bb}$$

- Seluruh unsur hidrogen (H) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan air atau uap air (H_2O)

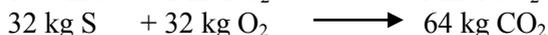
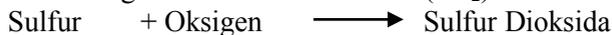


$$1 \text{ kg H}_2 \text{ memerlukan} = \frac{32}{4} \text{ kg O}_2 = 8 \text{ kg O}_2$$



$$\text{O}_2 \text{ yang dibutuhkan} = \frac{32}{4} \times 24,113 = 1,92904 \text{ kg/kg bb}$$

- Seluruh unsur sulfur (S) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan sulfur dioksida (SO_2)



Pada bahan bakar *natural gas* yang digunakan tidak mengandung unsur sulfur, sehingga dapat diabaikan.

b. Perhitungan Kebutuhan O_2 Total

Total O_2 teoritis yang dibutuhkan = O_2 teoritis yang diperlukan oleh karbon + O_2 teoritis yang diperlukan oleh hidrogen

$$\begin{aligned}O_2 \text{ teoritis} &= (C \times O_2 \text{ per kg } C) + (H_2 \times O_2 \text{ per kg } H_2) \\&= (71,8247 \times 2,667) \text{ kg} + (24,113 \times 8) \text{ kg} \\&= (191,53273 + 192,90424) \text{ kg} \\&= 384,43697 \text{ kg}\end{aligned}$$

c. Perhitungan Kebutuhan Udara Teoritis (*Theoretical Air*)

Karena udara mengandung 23,2 % berat oksigen, maka jumlah udara kering yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned}TA &= \frac{(O_2 \text{ teoritis} - O_2 \text{ sebenarnya dlm } 100 \text{ kg } bb)}{0,232} \\&= \frac{(384,43697 - 0,00) \text{ kg}_{\text{udara}}}{0,232} \\&= 1657,05689 \text{ kg}_{\text{udara}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Udara teoritis yang dibutuhkan} &= 1657,05689 \frac{\text{kg}_{\text{udara}}}{100 \text{ kg}_{\text{bb}}} \\&= 16,57057 \frac{\text{kg}_{\text{udara}}}{\text{kg}_{\text{bb}}}\end{aligned}$$

Jadi untuk membakar setiap kg *natural gas* secara teoritis, diperlukan udara sebesar 16,57057 kg_{udara} .

- 2) Perhitungan Kandungan CO_2 Teoritis dalam Gas Buang
Sangat perlu untuk menghitung kandungan CO_2 dalam gas buang, karena dapat digunakan untuk menghitung udara lebih dalam gas buang. Sejumlah tertentu udara lebih diperlukan untuk pembakaran sempurna, tetapi jika terlalu banyak udara lebih dapat menyebabkan terjadinya *losses* dan apabila terlalu sedikit udara lebih dapat menyebabkan pembakaran tidak sempurna.

- a. Perhitungan Nitrogen dalam Gas Buang

$$\begin{aligned} N_2 \text{ dalam gas buang} &= TA - O_2 \text{ teoritis} \\ &= (1657,05689 - 384,43697) \text{ kg} \\ &= 1272,61969 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{mol } N_2 &= \frac{N_2}{\text{molecular weight } N_2} \\ &= \frac{1272,61969 \text{ kg}}{28,016} \\ &= 45,42475 \text{ kg} \end{aligned}$$

- b. Perhitungan CO₂ Teoritis dalam Gas Buang

$$\begin{aligned} \text{mol } CO_2 &= \frac{CO_2}{\text{molecular weight } CO_2} \\ &= \frac{263,357 \text{ kg}}{44,01} \\ &= 5,98404 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \% \text{ volume } CO_2 \text{ teoritis} &= \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \times 100 \% \\ &= \frac{5,98404}{5,98404 + 45,42475} \times 100 \% \\ &= 11,64011 \% \end{aligned}$$

- 3) Perhitungan Udara Lebih (*Excess Air*)

Setelah diketahui persentase kandungan CO₂ teoritis dalam gas buang, langkah berikutnya adalah mengukur persentase kandungan CO₂ sebenarnya dalam gas buang. Pada **Tabel 4.3 flue gas analysis**, diketahui bahwa persentase kandungan CO₂ terukur dalam gas buang keluar *economizer* dengan peralatan *orsat* adalah sebesar 9,775 %.

- a. Perhitungan % Udara Lebih (% *Excess Air*)

$$\begin{aligned}\% EA &= \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100 \% \\ &= \left[\frac{11,64011}{9,775} - 1 \right] \times 100 \% \\ &= 11,64011\%\end{aligned}$$

- b. Perhitungan Udara Sebenarnya (*Actual Air*)

Jumlah pasokan udara yang dibutuhkan dengan udara lebih sebesar 11,64011% adalah:

$$\begin{aligned}AA &= \frac{TA \times (100 + EA)\%}{100\%} \\ &= \frac{1657,05689 \text{ kg}_{udara} \times (100 + 11,64011)\%}{100 \%} \\ &= 1973,22964 \text{ kg}_{udara}\end{aligned}$$

- c. Perhitungan udara lebih untuk 100 kg bahan bakar
Jumlah udara lebih (*excess air*) yang digunakan untuk membakar 100 kg bahan bakar adalah:

$$\begin{aligned}EA &= AA - TA \\ &= (1973,22964 - 1657,05689) \text{ kg}_{udara} \\ &= 316,17274 \text{ kg}_{udara}\end{aligned}$$

4.2.2 *Flue Gas Hasil Pembakaran*

- 1) Jumlah Kandungan Akhir Unsur Gas Buang

Dari perhitungan di atas, maka dapat diketahui jumlah gas yang dihasilkan dari proses pembakaran dengan 19,08038% *excess air* adalah:

$$\begin{aligned}Massa CO_2 &= C \times O_2 \text{ per kg } C \\ &= 71,8247 \times 2,667 \\ &= 263,3577 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Massa H_2O &= H_2 \times O_2 \text{ per kg } H_2 \\ &= 24,113 \times 8 \\ &= 217,01727 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa } O_2 &= EA \times 0,232 \\
 &= 316,17274 \times 0,232 \\
 &= 73,35208 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa } N_2 &= (EA - \text{Massa } O_2) + N_2 \text{ dalam gas buang} \\
 &= (316,17274 - 73,35208) + 1272,61969 \\
 &= 1515,44036 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa flue gas} &= \text{Massa } (CO_2 + H_2O + O_2 + N_2) \\
 &= 263,36 + 217,02 + 1515,44 + 73,35 \\
 &= 2069,16741 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

2) Persentase Kandungan Akhir Unsur Gas Buang

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } CO_2 &= \frac{\text{Massa } CO_2}{\text{Massa flue gas}} \times 100 \% \\
 &= \frac{263,3577}{2069,16741} \times 100 \% \\
 &= 12,72771 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } H_2O &= \frac{\text{Massa } H_2O}{\text{Massa flue gas}} \times 100 \% \\
 &= \frac{217,01727}{2069,16741} \times 100 \% \\
 &= 10,48814 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } O_2 &= \frac{\text{Massa } O_2}{\text{Massa flue gas}} \times 100 \% \\
 &= \frac{73,35208}{2069,16741} \times 100 \% \\
 &= 3,545 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } N_2 &= \frac{\text{Massa } N_2}{\text{Massa flue gas}} \times 100 \% \\
 &= \frac{1515,44036}{2069,16741} \times 100 \% \\
 &= 73,23914 \%
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Perpindahan Panas pada *Final Superheater* Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik

4.3.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)

Untuk mencari nilai koefisien konveksi di dalam *tube*, harus diketahui terlebih dahulu nilai *Reynold Number* (Re) dan *Nusselt Number* (Nu) pada aliran di dalam *tube*.

1) *Properties Steam*

Dalam menentukan *properties* uap jenuh dibantu dengan menggunakan tabel *Properties of Steam* pada Chapter 5.5.3 buku *Heat Exchanger Design Handbook*, by C.F Beaton, dihitung berdasarkan temperatur rata – rata ($T_{f,c}$):

$$\begin{aligned} T_{f,c} &= \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \\ &= \frac{(432,54533 + 534,0942)^\circ\text{C}}{2} \\ &= 483,31977^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Variabel lain yang dibutuhkan untuk mencari *properties* uap panas lanjut adalah tekanan absolut. Tekanan absolut pada *steam* didapat dengan perhitungan:

$$\begin{aligned} P_{abs} &= P_{gage} + P_{atm} \\ &= 169,99512 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2\text{g}} \cdot \frac{0,981 \text{ bar}}{\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2\text{g}}} + 1,01325 \text{ bar} \\ &= 167,77846 \text{ bar} \end{aligned}$$

dari tabel sifat – sifat uap panas lanjut pada temperatur 483,31977 °C dan tekanan 167,77846 bar dengan cara interpolasi didapat sebagai berikut:

$$Cp_c = 3,18293 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\rho_c = 58,14602 \frac{kg}{m^3}$$

$$Pr_c = 1,07893$$

$$k_c = 83,71716 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_c = 28,74618 \cdot 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

2) Perhitungan *Reynold Number* (Re)

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot N_L \cdot D_i \cdot \mu_c} \\ &= \frac{4 \cdot 297,259 \frac{T}{H} \cdot \frac{H}{3600 s} \cdot \frac{1000 kg}{T}}{\pi \cdot 399 \cdot 0,0303 m \cdot 28,74618 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \\ &= 302668,5017 \end{aligned}$$

3) Perhitungan *Nusselt Number* (Nu)

Dengan $Re = 302668,5017$ maka aliran di dalam *tube* termasuk aliran turbulen sehingga digunakan korelasi di bawah ini:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n$$

dengan syarat:

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

dimana $n = 0,4$ untuk pemanasan ($T_s > T_{f,c}$), sehingga persamaan menjadi:

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,4} \\
 &= 0,023 \cdot 302668,5017^{\frac{4}{5}} \cdot 1,01126^{0,4} \\
 &= 575,04043
 \end{aligned}$$

- 4) Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di dalam Pipa (h_i)

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D \cdot k_c}{D_i} \\
 &= \frac{575,04043 \cdot 55,45614 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,0303 m} \\
 &= 1588,80371 \frac{W}{m^2 \cdot K}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)

Untuk mengetahui koefisien konveksi di luar *tube* maka terlebih dahulu harus mengetahui Reynold Number ($Re_{D_{max}}$) dan Nusselt Number (Nu_D).

- 1) *Properties Flue Gas*

Properties flue gas dapat dicari dengan bantuan tabel A-4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure* pada *Appendix A* buku *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by Incropera*, dimana sifat – sifat gas pada temperatur:

$$T_{h,i} = 960 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 1233 \text{ K}$$

Tabel 4.9 *Properties Flue Gas*

<i>Properties</i>	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
$C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$	1,3432	2,44644	1,20961	1,11896
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	0,27776	0,13534	0,27229	0,31096
Pr	0,73332	1,0966	0,70337	0,72137
$k \cdot 10^{-3} \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	84,544	96,638	77,714	83,913
$\mu \cdot 10^{-7} \left(\frac{N \cdot s}{m^2} \right)$	475,56	437,078	452,593	541,41

Untuk mengetahui besar C_{p_h} dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing – masing gas.

$$\begin{aligned}
 C_{p_h} &= (C_p CO_2) \cdot (\% CO_2) + (C_p H_2O) \cdot (\% H_2O) + \\
 &\quad (C_p N_2) \cdot (\% N_2) + (C_p O_2) \cdot (\% O_2) \\
 &= (1,3432) \cdot (12,71771) + (2,44644) \cdot \\
 &\quad (10,48814) + (1,20961) \cdot (73,23914) + \\
 &\quad (1,11896) \cdot (3,545) \\
 &= 1,28041 \frac{kJ}{kg \cdot K}
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama dapat diketahui *properties flue gas* lainnya, yaitu:

$$\rho_h = 0,35513 \frac{kg}{m^3}$$

$$Pr_h = 0,74868$$

$$k_h = 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_h = 397,91182 \cdot 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

- 2) Perhitungan Temperatur *Flue Gas* Keluar ($T_{h,o}$)
 Laju aliran massa gas buang dapat dihitung dengan menggunakan hukum kekekalan massa sebagai berikut:

$$\dot{m}_h \cdot C p_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})$$

Sehingga $T_{h,o}$ dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned} T_{h,o} &= T_{g \text{ in}} + \left[\frac{\dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{\dot{m}_h \cdot C p_h} \right] \\ &= 1233 \text{ K} + \left[\frac{297,259 \frac{\text{T}}{\text{H}} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{T}} \cdot 3,1829 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (807,0942 - 705,54533) \text{K}}{389000 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot 1,28041 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} \right] \\ &= 1040,09695 \text{ K} \end{aligned}$$

- 3) Perhitungan *Reynold Number* (Re)

Untuk melakukan perhitungan Re_{Dmax} kita perlu mengetahui nilai kecepatan aliran ($V_{g \text{ max}}$ dan V_g) terlebih dahulu, yaitu:

$$\begin{aligned} V_g &= \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot A_{\text{cross section}}} \\ &= \frac{389000 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600 \text{ s}}}{0,35513 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 11,0515 \text{ m} \cdot 4,2525 \text{ m}} \\ &= 6,47424 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai V_g , maka substitusikan nilai V_g tersebut pada persamaan:

$$\begin{aligned} V_{g \text{ max}} &= \frac{ST}{ST - D_o} \times V_g \\ &= \frac{0,189 \text{ m}}{0,189 \text{ m} - 0,0381 \text{ m}} \times 6,47424 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= 8,10889 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai $V_{g \max}$, nilai Re_{Dmax} dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Re_{Dmax} &= \frac{\rho_h \cdot V_{g \max} \cdot D_o}{\mu_h} \\ &= \frac{0,35513 \frac{kg}{m^3} \cdot 8,10889 \frac{m}{s} \cdot 0,0381 m}{397,91183 \cdot 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}} \\ &= 2757,35223 \end{aligned}$$

4) Perhitungan Beban Panas per *Tube* (q_t)

Besarnya beban panas yang dipindahkan dari gas buang ke uap yang ada dalam *final superheater tube* akan didapatkan dalam persamaan energi sebagai berikut:

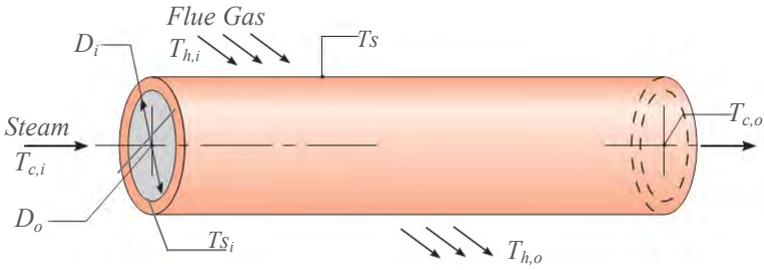
$$\begin{aligned} q &= \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 297,259 \frac{T}{H} \cdot \frac{1000 kg}{T} \cdot 3,1829 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (807,0942 - 705,54533)K \\ &= 26689,14728 kW \\ &= 26689147,28 W \end{aligned}$$

Maka beban panas tiap *tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} q_t &= \frac{q}{N_T} \\ &= \frac{26689147,28 W}{399} \\ &= 66890,09344 W \\ &= 66,89009 kW \end{aligned}$$

5) Perhitungan *Prandtl Number* pada *Surface* (Pr_s)

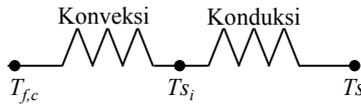
Untuk memperoleh nilai Pr_s harus mengetahui temperatur surface (T_s) terlebih dahulu melakukan perhitungan sebagai berikut:



Gambar 4.1 Perpindahan Panas yang Terjadi pada *Final Superheater Tube*

Perhitungan mencari Pr_s menggunakan asumsi:

- Radiasi diabaikan
- Hambatan kontak diabaikan
- Kondisi tunak (*steady state*)
- Kondisi satu dimensi arah radial



Keterangan:

- $T_{f,c}$: temperatur *steam* dalam *tube* (K)
 $T_{s,i}$: temperatur *surface* di dalam *tube* (K)
 T_s : temperatur *surface* di luar *tube* (K)
 $T_{f,c}$: $T_{s,i}$

Nilai konduktifitas termal (k) dapat dicari pada *Appendix A* tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids* dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1891* pada $T_{f,c}$ dan bahan *tube* berupa *carbon steel* (STBA 24) dengan cara interpolasi. Namun, karena pada tabel tidak terdapat *carbon steel* (STBA 24) maka dapat diasumsikan bahan *tube* berupa *carbon steel: plain carbon* dan didapatkan:

$$k_{tube} = 41,12193 \frac{W}{m \cdot K}$$

Maka T_s dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$q_t = \frac{T_s - T_{f,s}}{\frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube} \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i}}$$

$$T_s = T_{f,s} + q_t \left(\frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube} \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i} \right)$$

$$= 756,31977 \text{ K} + 66890,09344 \text{ W} \cdot \left(\frac{\ln \frac{0,01905 \text{ m}}{0,01515 \text{ m}}}{2 \cdot \pi \cdot 41,12193 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 25,515 \text{ m}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,01515 \text{ m} \cdot 25,515 \text{ m} \cdot 9241,22628 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \right)$$

$$= 756,31977 \text{ K} + 5,30709 \text{ K}$$

$$= 761,62686 \text{ K}$$

Prandtl number pada *surface* (Pr_s) dapat dicari dengan bantuan tabel A-4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure* pada Appendix A buku *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by Incropera*, dimana sifat – sifat gas pada temperatur *surface* pada *final superheater tube*:

Tabel 4.10 Pr pada Temperatur *Surface*

Properties	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
Pr_s	0,71504	1,0052	0,75364	0,77164

Untuk mengetahui besar Pr_s dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing – masing gas.

$$Pr_s = (Pr_s \text{ CO}_2) \cdot (\% \text{ CO}_2) + (Pr_s \text{ H}_2\text{O}) \cdot (\% \text{ H}_2\text{O}) + (Pr_s \text{ O}_2) \cdot (\% \text{ O}_2) + (Pr_s \text{ N}_2) \cdot (\% \text{ N}_2)$$

$$= (0,71504) \cdot (12,71771) + (1,0052) \cdot (10,48814) + (0,75364) \cdot (73,23914) + (0,77164) \cdot (3,545)$$

$$= 0,77568$$

- 6) Perhitungan Nusselt Number (Nu)
 Dengan $Re_{Dmax} = 2409,96071$ maka menggunakan korelasi yang direkomendasikan untuk semua jajaran pipa yaitu korelasi Zukauskas.

$$Nu_D = C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

Dengan syarat

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D,max} \leq 2 \cdot 10^6 \end{array} \right]$$

Untuk mendapatkan nilai Nu_D maka harus mendapatkan semua properties yang dibutuhkan dalam persamaan tersebut. Khusus nilai C_1 dan m didapatkan dari tabel 7.5 *Constants of Equation 7.58 for Tube Bank in Cross Flow* dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera* pada jajaran pipa tipe *Aligned* dan $\frac{ST}{SL} = 1$ didapatkan:

$$C_1 = 0,27$$

$$m = 0,63$$

Setelah semua *properties* untuk mencari Nu_D diketahui, maka substitusikan *properties* tersebut ke persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_D &= C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 0,27 \cdot 2757,35223^{0,63} \cdot 0,74868^{0,36} \cdot \left(\frac{0,74868}{0,77568}\right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 35,46298 \end{aligned}$$

7) Perhitungan koefisien perpindahan panas di luar pipa (h_o)

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_D \cdot k_g}{D_o} \\ &= \frac{35,46298 \cdot 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,0381 \text{ m}} \\ &= 62,13888 \text{ W/m}^2 \cdot K \end{aligned}$$

4.3.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (U)

Untuk perhitungan *overall heat transfer coefficient* (U) dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \\ \frac{1}{U} &= \frac{1}{62,13888 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{1588,80371 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \\ \frac{1}{U} &= \frac{1}{59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \\ U &= 59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Log Mean Temperature Difference (ΔT_{lm})

Pada perhitungan *log mean temperature difference* (LMTD) untuk *cross flow heat exchanger* memerlukan faktor koreksi (F). Oleh karena itu digunakan faktor koreksi pada perhitungan LMTD. Sehingga didapatkan persamaan rumus sebagai berikut:

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \cdot F$$

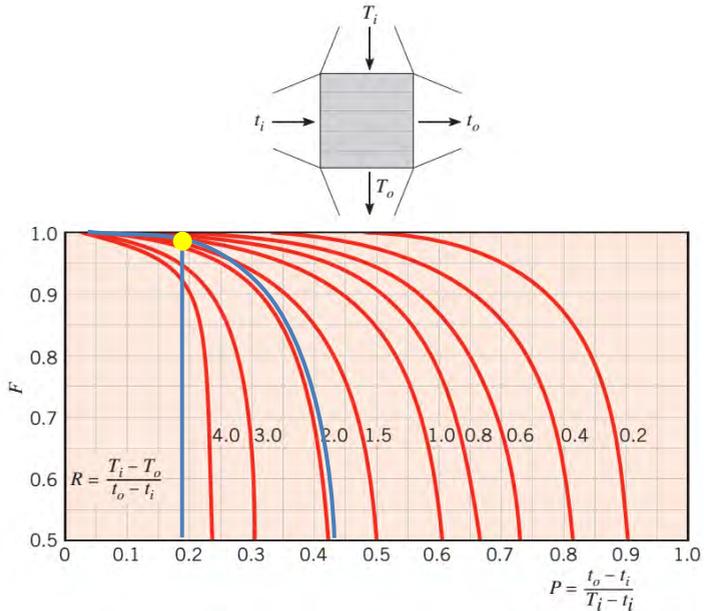
$\Delta T_{lm,CF}$ dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \\
 &= \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,o})}} \\
 &= \frac{(1040,09695 - 705,54533) - (1233 - 807,09421)}{\ln \frac{(1040,09695 - 705,54533)}{(1233 - 807,09421)}} \\
 &= 378,39254 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Faktor koreksi (F) dapat dicari melalui gambar *correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and unmixed* dari buku *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition*. Untuk mendapatkan nilai F maka langkah pertama yang harus dilakukan adalah menghitung nilai P dan R .

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \\
 P &= \frac{807,0942 - 705,54533}{1233 - 705,54533} \\
 P &= 0,19253
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \\
 R &= \frac{1233 - 1040,09695}{807,0942 - 705,54533} \\
 R &= 1,89961
 \end{aligned}$$



Gambar 4.2 Nilai Faktor Koreksi LMTD untuk *Heat Exchanger* pada beban minimum

Dari gambar 4.2 diperoleh nilai $F = 0,98$ maka:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF}$$

$$\Delta T_{lm} = 0,98 \cdot 378,39254 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} = 370,82469 \text{ K}$$

4.3.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)

Laju perpindahan panas pada tiap *tube* pada *final superheater* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} q_{tube} &= U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \\ &= U \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot \Delta T_{lm} \\ &= 59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,0381 \text{ m} \cdot 25,515 \text{ m} \cdot 370,82469 \text{ K} \\ &= 67689,75891 \text{ W} \\ &= 67,68976 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sedangkan laju perpindahan panas pada *final superheater tube* secara keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} q_{FSH} &= q_{tube} \cdot N_L \\ &= 67,68976 \text{ kW} \cdot 399 \\ &= 27008,06244 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater* (q_{FSH})

Energi yang masuk ke boiler berupa energi panas yang diperoleh dari transformasi energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar. Besarnya energi panas tersebut dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_{bb} = \dot{m}_{bb} \cdot HHV$$

dimana:

$$\begin{aligned} \rho_{bb} &= SG_{bb} \cdot \rho_{air} \\ &= 0,59808 \cdot 1,23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,73432 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

sedangkan laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \cdot \rho_{bb} \\ &= 24186,97461 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \cdot 0,73432 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{37,3248 \text{ scf}}{\text{Nm}^3} \cdot \frac{\text{m}^3}{35,3147 \text{ ft}^3} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \\ &= 5,20036 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

selanjutnya nilai q_{bb} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
q_{bb} &= \dot{m}_{bb} \cdot HHV \\
&= 5,20036 \frac{kg}{s} \cdot 12623,87683 \frac{kCal}{kg} \cdot \\
&= 65648,75891 \frac{kCal}{s} \cdot \frac{4,1868 J}{Cal} \cdot \frac{1 kJ}{1000 J} \cdot \frac{1000 kCal}{1 Cal} \cdot \frac{kW}{kJ/s} \\
&= 274858,2238 kW
\end{aligned}$$

Persentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas pada *final superheater* (q_{FSH}) dapat diketahui dari perhitungan:

$$\begin{aligned}
\% q &= \frac{q}{q_{bb}} \times 100\% \\
\% q &= \frac{27008,06244 kW}{274858,2238 kW} \times 100\% \\
\% q &= 9,82618 \%
\end{aligned}$$

4.5 Hasil Perhitungan Perpindahan Panas pada Pembebanan Medium dan Beban Maksimum

Data spesifikasi dan komposisi bahan bakar pada boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik untuk beban medium dan Maksimum sama seperti pada beban minimum. Sehingga komposisi kimia bahan bakar untuk semua beban dan persentase gas hasil pembakaran sama. Perbedaannya hanya ada pada data – data pendukung, contohnya seperti temperatur dan laju aliran massa pada *steam* dan *flue gas*.

4.5.1 Data *Steam* dan *Flue Gas*

Data *steam* dan *flue gas* pada beban medium dan maksimum dapat dilihat di lampiran 4.

4.5.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_c)

Untuk mencari nilai koefisien konveksi di dalam *tube*, harus diketahui terlebih dahulu nilai *Reynold Number* (Re) dan *Nusselt Number* (Nu) pada aliran di dalam *tube*.

Dengan melakukan langkah – langkah perhitungan yang sama dengan pembebanan minimum, pada pembebanan medium dan pembebanan maksimum didapatkan:

- Pembebanan Medium

$$\begin{aligned} T_{f,c} &= \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \\ &= \frac{(435,06258 + 540,17816) \text{ } ^\circ\text{C}}{2} \\ &= 487,62037 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Pembebanan Maksimum

$$\begin{aligned} T_{f,c} &= \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \\ &= \frac{(434,69914 + 539,71472) \text{ } ^\circ\text{C}}{2} \\ &= 487,20693 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Tabel 4.11 *Properties Steam* pada Pembebanan Medium dan Maksimum

<i>Properties</i>	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
Cp_c	3,18293	3,14767	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
ρ_c	57,28435	57,36194	$\frac{kg}{m^3}$
Pr_c	1,07131	1,07203	
$k_c \cdot 10^{-3}$	83,83866	83,82469	$\frac{W}{m \cdot K}$
$\mu_c \cdot 10^{-6}$	28,92133	28,90434	$\frac{N \cdot s}{m^2}$

Tabel 4.12 Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum

Keterangan	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
Re_D	420869,0208	521837,1844	
Nu_D	746,46879	886,82506	
h_i	2065,44363	2453,39404	$W/m^2 \cdot K$

4.5.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)

Untuk mengetahui koefisien konveksi di luar *tube* maka terlebih dahulu harus mengetahui Reynold Number ($Re_{D\ max}$) dan Nusselt Number (Nu_D).

Dengan melakukan langkah – langkah perhitungan yang sama dengan pembebanan minimum, pada pembebanan medium dan pembebanan maksimum didapatkan:

- Pembebanan Medium

$$T_{h,i} = 1068 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 1341 \text{ K}$$

Tabel 4.13 *Properties Flue Gas* pada Pembebanan Medium

<i>Properties</i>	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
$C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$	1,3864	2,51988	1,22797	1,13192
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	0,18207	0,10078	0,24475	0,27943
Pr	0,73764	1,1182	0,69149	0,70949
$k \cdot 10^{-3} (W/m \cdot K)$	91,888	105,926	83,978	90,501
$\mu \cdot 10^{-7} (N \cdot s/m^2)$	510,12	476,606	476,461	570,57

- Pembebanan Maksimum
 $T_{h,i} = 1185 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 1458 \text{ K}$

Tabel 4.14 *Properties Flue Gas* pada Pembebanan Maksimum

<i>Properties</i>	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
$C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$	1,4332	2,59944	1,24786	1,14596
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	0,07841	0,06334	0,21491	0,24526
<i>Pr</i>	0,74232	1,1416	0,67862	0,69662
$k \cdot 10^{-3} (W/m \cdot K)$	99,844	115,988	90,764	97,638
$\mu \cdot 10^{-7} (N \cdot s/m^2)$	547,56	519,428	502,318	602,16

Tabel 4.15 *Properties Flue Gas* pada Pembebanan Medium dan Maksimum

<i>Properties</i>	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
C_{p_h}	1,35299	1,38009	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
ρ_h	0,25996	0,22288	$\frac{kg}{m^3}$
Pr_h	0,74899	0,74268	
$k_h \cdot 10^{-3}$	80,77937	87,50874	$\frac{W}{m \cdot K}$
$\mu_h \cdot 10^{-7}$	456,9899	484,04533	$\frac{N \cdot s}{m^2}$

Tabel 4.16 Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum

Keterangan	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
$T_{h,o}$	1147,43718	1290,63699	K
Re_{Dmax}	3239,043	4297,39701	
Nu_D	39,26392	46,67886	
h_o	83,24711	107,21281	$W/m^2 \cdot K$

4.5.4 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)

Dengan melakukan langkah – langkah perhitungan yang sama dengan pembebanan minimum, pada pembebanan medium dan pembebanan maksimum didapatkan:

Tabel 4.17 Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum

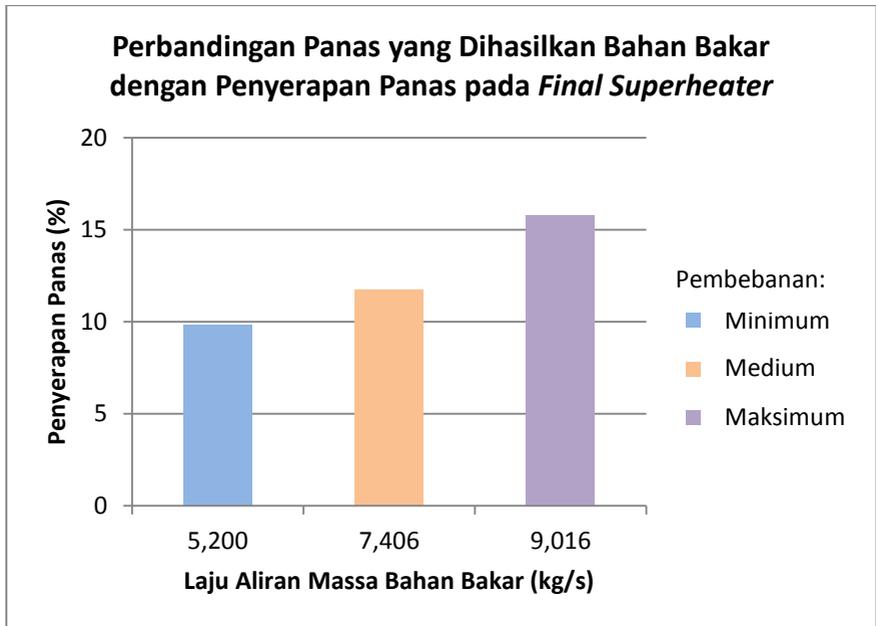
Keterangan	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
ΔT_{lm}	472,60222	601,31204	K
U	80,02185	102,7238	$W/m^2 \cdot K$
q_{tube}	67,68938	115439,5278	kW
q_{FSH}	27008,06244	46060,37159	kW

4.6 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater* (q_{FSH})

Dengan melakukan langkah – langkah perhitungan yang sama dengan pembebanan minimum, pada pembebanan Medium dan pembebanan maksimum didapatkan:

Tabel 4.18 Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum

Keterangan	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
\dot{m}_{bb}	7,4055	9,01619	$\frac{kg}{s}$
q_{bb}	391407,9	476538,3837	kW
$\% q$	11,76786968	15,78687585	$\%$



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater*

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa data didapatkan:
 - Persentase q minimum terletak pada *generator load* 103,582 MW sebesar 9,826 %
 - Persentase q medium terletak pada *generator load* 149,809 MW sebesar 11,769 %
 - Persentase q maksimum terletak pada *generator load* 184,951 MW sebesar 15,787 %
2. Persentase tertinggi dari perbandingan panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar dengan panas yang diserap *final superheater* terletak pada beban maksimum. Jika persentasenya melebihi nilai tersebut, maka bisa mengakibatkan kerusakan pada material *tube*.
3. Semakin besar pembebanannya maka laju aliran massa bahan bakar juga semakin tinggi. Dengan kata lain, besarnya penyerapan panas pada *final superheater tube* bergantung pada besarnya laju aliran massa bahan bakar.

5.2. Saran

Dalam upaya meningkatkan dan memperbaiki performa boiler, maka pihak PT PJB UP Gresik perlu memperhatikan dalam menjaga beban panas agar tidak melebihi batas persentase perbandingan panas maksimal.

Pada perhitungan laju perpindahan panas boiler PLTU Unit 3 ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter – parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan. Selain itu, keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi – asumsi tertentu.

Semoga penelitian – penelitian pada *final superheater tube* yang lain mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain, serta memberikan manfaat pada pihak PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik untuk mengetahui kondisi beban panas yang optimal.

DAFTAR PUSTAKA

Djokosetyardjo, M.J.2003. *“Ketel Uap”*. Pradnya Paramitha. Jakarta

Fox, Robert W., McDonald, Alan T, Pritchard, Philip J. 2011. *“Introduction to Fluid Mechanics”*. 8th edition, Danvers: John Wiley & Sons, Inc.

Incropera, Frank P. Bregman Theodore L, Lavine Andrinne S, Dewitt David P.2011. *“Fundamental of Heat Transfer and Mass Transfer, Seventh Edition”*. United State of America: John Willey & Sons, Inc.

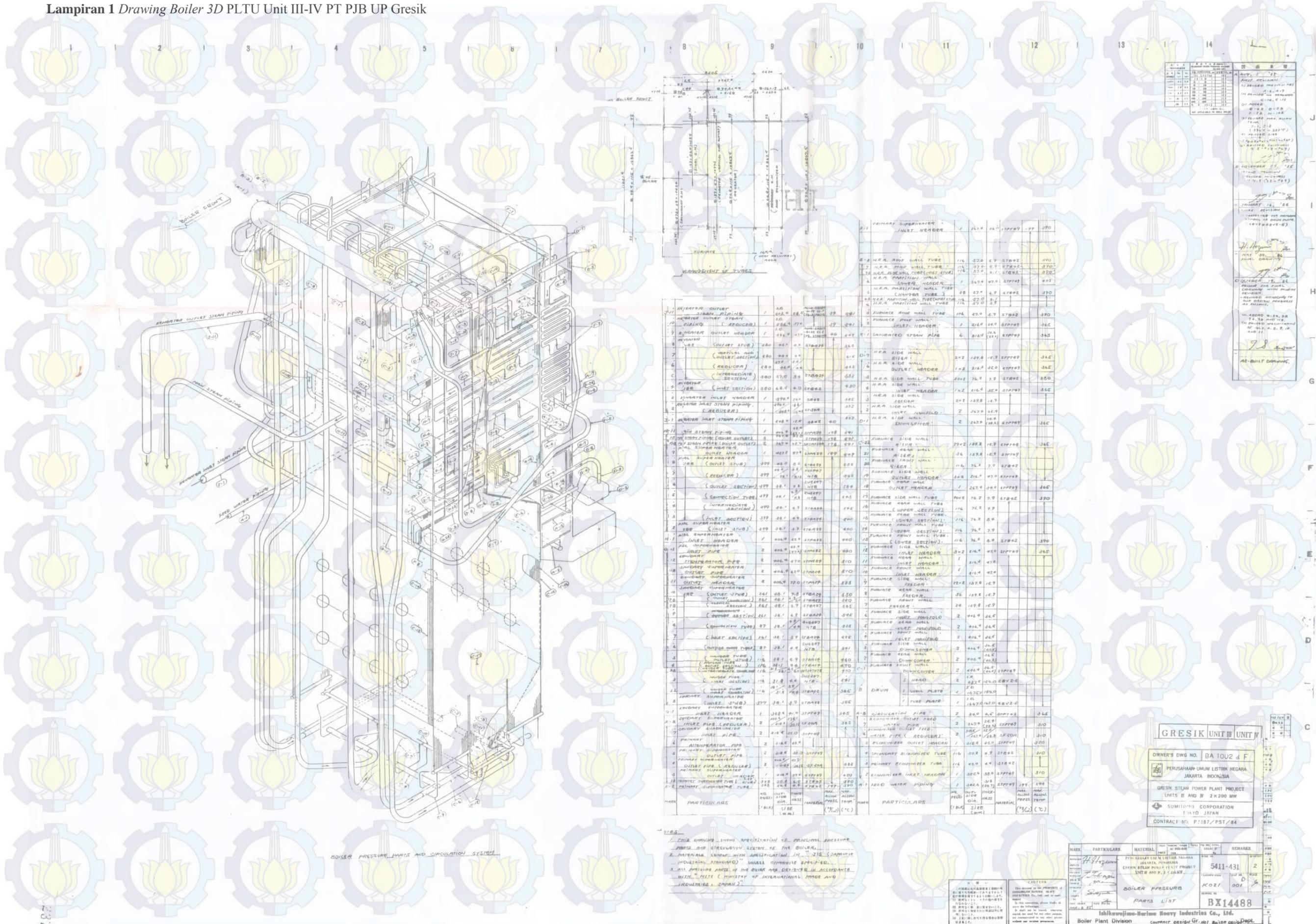
Incropera, Frank P. Bregman Theodore L, Lavine Andrinne S, Dewitt David P.2011. *“Introduction to Heat Transfer, Sixth Edition”*. United State of America: John Willey & Sons, Inc.

PT. PLN (Persero). 2008. *“Modul Pembakaran dan Bahan Bakar”*. Unit Pendidikan dan Pelatihan. Suralaya.

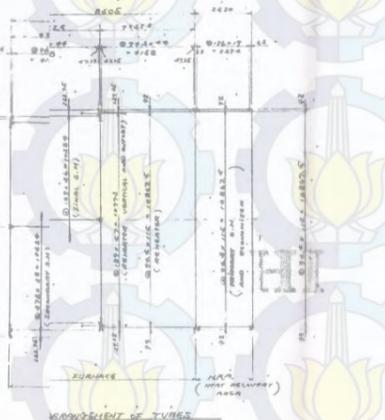
UNEP. 2008. *“Boiler & Pemanas Thermis”*. United Nationn Environment Program.

(Halaman ini Sengaja Dikosongkan)

Lampiran 1 Drawing Boiler 3D PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik



NO	REVISION	REVISION	REVISION	REVISION
1	1	1	1	1
2	1	1	1	1
3	1	1	1	1
4	1	1	1	1
5	1	1	1	1
6	1	1	1	1
7	1	1	1	1
8	1	1	1	1
9	1	1	1	1
10	1	1	1	1
11	1	1	1	1
12	1	1	1	1
13	1	1	1	1
14	1	1	1	1



NO	REVISION	REVISION	REVISION	REVISION
1	1	1	1	1
2	1	1	1	1
3	1	1	1	1
4	1	1	1	1
5	1	1	1	1
6	1	1	1	1
7	1	1	1	1
8	1	1	1	1
9	1	1	1	1
10	1	1	1	1
11	1	1	1	1
12	1	1	1	1
13	1	1	1	1
14	1	1	1	1

NO	REVISION	REVISION	REVISION	REVISION
1	1	1	1	1
2	1	1	1	1
3	1	1	1	1
4	1	1	1	1
5	1	1	1	1
6	1	1	1	1
7	1	1	1	1
8	1	1	1	1
9	1	1	1	1
10	1	1	1	1
11	1	1	1	1
12	1	1	1	1
13	1	1	1	1
14	1	1	1	1

BOILER PRESSURE LIMITS AND CIRCULATION SYSTEM

1. THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF THE COMPANY AND IS NOT TO BE REPRODUCED OR COPIED IN ANY MANNER WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF THE COMPANY.
2. MATERIALS SHALL BE SUPPLIED IN ACCORDANCE WITH THE SPECIFICATIONS AND STANDARDS MENTIONED HEREIN.
3. ALL DIMENSIONS AND TOLERANCES ARE TO BE IN ACCORDANCE WITH THE JIS (JAPANESE STANDARDS) UNLESS OTHERWISE SPECIFIED.
4. THE DESIGN IS THE PROPERTY OF THE COMPANY AND IS NOT TO BE REPRODUCED OR COPIED IN ANY MANNER WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF THE COMPANY.

GRESIK UNIT III UNIT IV

OWNER'S DWG NO. BA 1002 d F

PERUSAHAAN UMUM LISTRIK NEGARA
JAMARTA INDONESIA

GRESIK STEAM POWER PLANT PROJECT
UNITS III AND IV 2x200 MW

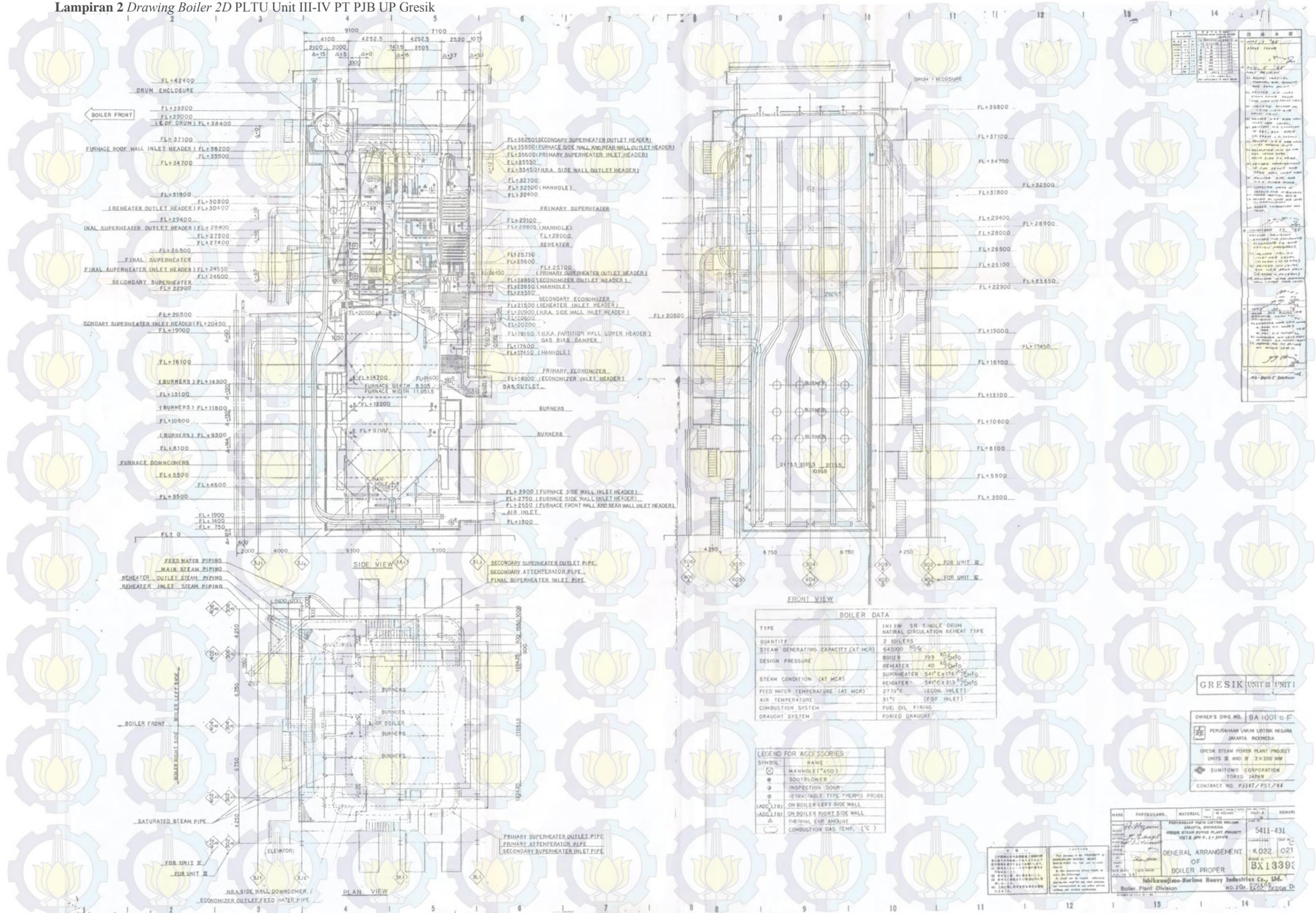
SUMITOMO CORPORATION
TOKYO JAPAN

CONTRACT NO. P/187/PST/84

MARK	PARTICULARS	MATERIAL	QTY	REMARKS
1	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
2	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
3	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
4	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
5	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
6	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
7	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
8	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
9	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
10	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
11	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
12	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
13	BOILER PRESSURE	SA-260	1	
14	BOILER PRESSURE	SA-260	1	

Shikoku-Japan-Harima Heavy Industries Co., Ltd.
Boiler Plant Division

Lampiran 2 Drawing Boiler 2D PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik



NO	REVISION	DATE	BY	CHK	REMARKS
1					ISSUED FOR CONSTRUCTION
2					REVISION
3					REVISION
4					REVISION
5					REVISION
6					REVISION
7					REVISION
8					REVISION
9					REVISION
10					REVISION
11					REVISION
12					REVISION
13					REVISION
14					REVISION

BOILER DATA	
TYPE	1111 W SR SINGLE DRUM NATURAL CIRCULATION REHEAT TYPE
QUANTITY	2 BOILERS
STEAM GENERATING CAPACITY (AT MCR)	645000 kg/h
DESIGN PRESSURE	BOILER 199 kg/cm ² REHEATER 40 kg/cm ²
STEAM CONDITION (AT MCR)	REHEATER 541°C x 319 kg/cm ²
FEED WATER TEMPERATURE (AT MCR)	277.9°C (ECON. INLET)
AIR TEMPERATURE	31°C (SDF INLET)
COMBUSTION SYSTEM	FUEL OIL FIRING
DRAUGHT SYSTEM	FORCED DRAUGHT

SYMBOL	NAME
⊕	MANHOLE (7450)
⊙	SOOTBLOWER
⊗	INSPECTION DOOR
⊖	RETRACTABLE TYPE THERMO PROBE
(ADD.LTR)	ON BOILER LEFT SIDE WALL
(ADD.RTR)	ON BOILER RIGHT SIDE WALL
Δ	THERMAL EXP. AMOUNT
⊖	COMBUSTION GAS TEMP. (°C)

GRESIK UNIT III UNIT I

OWNER'S DWG NO. BA 1001 c F

PERUSAHAAN UMUM LISTRIK NEGARA
JAKARTA INDONESIA

GRESIK STEAM POWER PLANT PROJECT
UNITS III AND IV 2 X 200 MW

SUMITOMO CORPORATION
TOKYO JAPAN

CONTRACT NO. PJ347/PST/94

NO	REVISION	DATE	BY	CHK	REMARKS
1					ISSUED FOR CONSTRUCTION
2					REVISION
3					REVISION
4					REVISION
5					REVISION
6					REVISION
7					REVISION
8					REVISION
9					REVISION
10					REVISION
11					REVISION
12					REVISION
13					REVISION
14					REVISION

GENERAL ARRANGEMENT
OF
BOILER PROPER

5411-431
K022 021
BX1339

Shikoku-Japan Heavy Industries Co., Ltd.
Boiler Plant Division
NO. 26, SHIKOKU-CHO, TOKYO, JAPAN

Lampiran 3 Boiler Performance Data PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik

2.4 Boiler Performance Data

Load		Minimum Load	100 MW	150 MW	ECR	MCR	Maximum Load	
Steam generation		kg/H	173,600	301,980	454,190	623,090	643,030	696,700
Steam & water pressure	Drum		170.3	173.0	177.9	185.8	186.9	190.0
	Superheater outlet	kg/cm g	169.4	170.0	171.5	173.8	174.1	175.0
	Reheater outlet		8.3	15.4	23.0	31.2	31.9	34.7
	Economizer inlet		172.4	175.2	180.3	188.6	189.8	193.0
Superheater outlet	495		541	541	541	541	541	
Steam & water temperature	Reheater outlet	°C	490	541	541	541	541	541
	Economizer inlet		201.9	232.8	256.2	276.0	277.9	283.5
	Steam generator efficiency	%	87.78	88.96	89.09	89.14	89.14	89.14
Fuel oil consumption		kg/H	12,880	21,560	30,880	40,300	41,310	44,080
High heat caloric value		kcal/kg	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600
Furnace liberation rate		kcal/m ³ H	88,900	149,000	211,000	275,000	282,000	300,000
Net furnace heat release		kcal/m ² H	120,000	201,000	285,000	370,000	379,000	405,000
Air flow	Air preheater inlet	kg/H	256,100	367,400	493,900	634,100	650,000	693,400
	Air preheater outlet		226,700	327,900	456,400	590,000	604,800	645,200
Flue gas flow	Air preheater inlet	kg/H	239,600	349,500	487,300	630,300	646,100	689,300
	Air preheater outlet		269,000	389,000	524,800	674,400	691,300	737,500
Excess air		%	25.0	8.0	5.0	4.0	4.0	4.0
CO ₂ leaving steam generator		%	12.4	14.5	14.9	15.1	15.1	15.1

Lampiran 3 (Lanjutan)

Load		Minimum Load	100 MW	150 MW	ECR	MCR	Maximum Load	
Water flow	Feedwater flow	kg/H	173,600	286,980	439,190	615,090	633,030	686,700
	SH spray water flow		0	15,000	15,000	8,000	10,000	10,000
	RH spray water flow		0	0	0	0	0	0
Flue gas temperature	Furnace outlet		815	960	1,068	1,154	1,165	1,185
	Reheater inlet		600	693	761	822	833	851
	Reheater outlet	°C	305	365	377	393	393	396
	Economizer inlet		354	365	376	393	402	411
	Economizer outlet		250	300	325	351	352	353
Air preheater outlet (Uncorrected)		128	132	136	141	142	142	
Air temperature	FDF outlet	°C	32	35	36	40	41	41
	SCAH outlet		102	98	94	89	88	88
	Air preheater outlet		239	289	309	330	330	331
Number of burners in use		12	12	16	20	20	20	
Air & flue gas draft	FDF outlet		130	340	510	760	790	880
	Burner wind box		100	270	390	560	580	640
	Furnace	mm H ₂ O	53	165	281	437	450	490
	Economizer outlet		2	52	108	217	230	266
	Air preheater outlet		-17	9	36	97	105	123
	Stack inlet		-25	-10	10	45	50	60
Solids in steam at SH outlet	ppm						Less than 0,01 ppm	

Lampiran 4 Data *Steam* dan *Flue Gas* Boiler PLTU Unit III PT PJB UP Gresik

Date	: Februari 2015			
Location	: PLTU Unit 3			
Description	Units	01/02/2015 20:00	02/02/2015 16:00	11/02/2015 18:00
GENERATOR LOAD	MW	103,5815582	149,8087463	184,9514008
A-FINAL SUPERHEATER INLET TEMP	°C	434,9755554	431,850647	427,5682373
B-FINAL SUPERHEATER INLET TEMP	°C	430,1151123	438,2745056	441,8300476
A-FINAL SUPERHEATER OUTLET TEMP	°C	539,3206177	539,5899658	539,6373291
B-FINAL SUPERHEATER OUTLET TEMP	°C	528,8677979	540,7663574	539,7921143
MAIN STEAM TEMP (BOILER OUTLET)	°C	535,6633301	540,8916016	540,8095703
MAIN STEAM FLOW	T/H	297,2590027	415,8655396	515,3304443
BURNER FUEL GAS FLOW	Nm ³ /H	24186,97461	34443,11328	41934,42578
BURNER FUEL GAS PRESSURE	kg/cm ² g	1,723632813	1,724609375	2,287695408
FLUE GAS FLOW (AIR PREHEATER OUTLET)	kg/H	389000	524800	737500
FURNACE OUTLET (FLUE GAS TEMP INLET)	°C	960	1068	1185

Keterangan Data didapatkan dari Rencal Operation PLTU Unit III-IV

Lampiran 5 Data Bahan Bakar Boiler PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik (*Natural Gas*)

Date		: Februari 2014					
Sampling Location		: PLTU					
No.	Constituent	Molecular Weight	Gas Analysis % by vol	Relative Weight per 100 mol of fuel	% by wt	Heat of Combustion Gross (kCal/kg)	Heat per kg of fuel (kCal/kg of fuel)
1	Nitrogen (N ₂)	28,016	1,164	32,61062	1,88246		
2	Carbon dioxide (CO ₂)	44,01	0,858	37,76058	2,17974		
3	Methane (CH ₄)	16,042	92,669	1486,59610	85,81417	13260	11378,95843
4	Ethane (C ₂ H ₆)	30,068	4,312	129,65322	7,48427	12400	928,04915
5	Propane (C ₃ H ₈)	44,094	0,917	40,43420	2,33408	12040	281,02265
6	Iso Butane (i-C ₄ H ₁₀)	58,12	0,042	2,44104	0,14091	11820	16,65553
7	Normal Butane (n-C ₄ H ₁₀)	58,12	0,006	0,34872	0,02013	11850	2,38540
8	Pentane (C ₅ H ₁₂)	72,146				11650	0
9	Iso Pentane (i-C ₅ H ₁₂)	72,146	0	0		11690	0
10	Normal Pentane (n-C ₅ H ₁₂)	72,146	0	0		11720	0
11	Hexanes (C ₆ H ₁₄)	86,172	0,029	2,49899	0,14425	11650	16,80568
12	Benzene (C ₆ H ₆)	78,018				10100	
13	Toluene (C ₇ H ₈)	92,134				10280	
14	Xylene (C ₈ H ₁₀)	106,16				10350	
15	Sulphur	32,06				2210	
16	Moisture Content	18,016					
17	Oxygen	32					
SUM				1732,34346	100		12623,87683
High Heating Value (labor)		1041,0717 BTU/Real CF					
High Heating Value		12623,87683 kCal/kg					
Specific Weight of Fuel		0,59809 kg/Nm ³					
<i>rumus masing - masing constituent</i>							
<i>input hasil laboratorium dari % per mole</i>							
<i>input hasil laboratorium dari % per wt atau kalkulasi</i>							

Lampiran 5 (Lanjutan)

Date		: Februari 2014				
Sampling Location		: PLTU				
No.	Constituent	% by wt	Carbon % in Hydro-Carbon		Hydrogen % in Hydro-Carbon	
			Ratio	% by wt	Ratio	% by wt
1	Nitrogen (N2)	1,88246				
2	Carbon dioxide (CO2)	2,17974				
3	Methane (CH4)	85,81417	12,01/16,042	64,24561	4,032/16,042	21,56855
4	Ethane (C2H6)	7,48427	24,02/30,068	5,60317	6,048/30,068	1,88110
5	Propane (C3H8)	2,33408	36,03/44,094	1,74743	8,064/44,094	0,58665
6	Iso Butane (i-C4H10)	0,14091	48,04/58,12	0,10549	10,08/58,12	0,03542
7	Normal Butane (n-C4H10)	0,02013	48,04/58,12	0,01507	10,08/58,12	0,00506
8	Iso Pentane (i-C5H12)	0	60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
9	Normal Pentane (n-C4H12)	0	60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
10	Hexanes (C6H14)	0,14425	72,06/86,172	0,10800	14,112/86,172	0,03626
11	Moisture Content	0,00000				
SUM		100		71,82477		24,11303
Carbon		71,82477				
Hydrogen		24,11303				
<i>input hasil laboratorium</i>						
<i>rumus masing - masing constituent</i>						

Lampiran 5 (Lanjutan)



KANTOR PUSAT :
 Alamat : Jl. Jenderal Ahmad Yani, Gresik 61129
 Kotak Pos : 102 Gresik 61101
 Telepon : (031) 3981811 - 3981814, 3982100, 3982200
 Faksimile : (031) 3981722, 3982272
 E-mail : ppg@petrokimia-gresik.com
 Home Page : www.petrokimia-gresik.com

PT PETROKIMIA GRESIK
Produsen pupuk terlengkap di Indonesia



KANTOR PERWAKILAN :
 Alamat : Jl. Tanah Abang III No. 16 Jakarta 10160
 Kotak Pos : 1365 Jakarta 10000
 Telepon : (021) 3446459, 3446645
 Faksimile : (021) 3040994
 E-mail : petrogk@cho.net.id
 perjaka@petrokimia-gresik.com

PUSAT LAYANAN PELANGGAN :
 Telepon Bebas Pulu : 0800 1.636363 & 0800 1.888
 Faksimile : (031) 3979976
 E-mail : layanpelanggan@petrokimia-gresik.com

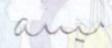
Gresik 3 Februari 2014
 Nomor : 0134/ISA.04.01/39/KR/2014

LAPORAN HASIL UJI

(Analysis Report)

Nomor Lab	: 915	
Jenis Contoh	: Natural Gas	
<i>Sample</i>		
Tgl. Pengambilan Contoh	: 29 Januari 2014	
<i>Sample Date</i>		
Tempat Pengambilan Contoh	: SFC # 2 PLTU Gresik	
<i>Sample take</i>	Pressure : - psig	
	Temperature : - °F	
Pemintaan	: PT PJB Unit Pembangkitan Gresik	
<i>Requested by</i>		
Referensi	: Dep. Jasa Teknik & Konstruksi PT. Petrokimia Gresik	
<i>Reference</i>		
Hasil Uji		
<i>Analysis Result</i>		
Jenis Uji	Satuan	Hasil Uji
<i>Item of Analysis</i>	<i>Unit</i>	<i>Analysis Result</i>
1 Nitrogen	N ₂ % Mole	: 1.164
2 Carbon Dioxide	CO ₂ % Mole	: 0.858
3 Methane	CH ₄ % Mole	: 92.669
4 Ethane	C ₂ H ₆ % Mole	: 4.315
5 Propane	C ₃ H ₈ % Mole	: 0.917
6 i-Butane	i-C ₄ H ₁₀ % Mole	: 0.042
7 n-Butane	n-C ₄ H ₁₀ % Mole	: 0.006
8 i-Pentane	i-C ₅ H ₁₂ % Mole	: 0.000
9 n-Pentane	n-C ₅ H ₁₂ % Mole	: 0.000
10. Hexane Plus	C ₆ + % Mole	: 0.029
	Total (% Mol) :	100.000
11. Compressibility Factor @ 60°F, 14.7 psia		: 0.99773
12. Specific Gravity Gas Real @ 60°F, 14.7 psia		: 0.59809
13. Gross Heating Value . BTU / Real CF		: 1041.07167

PT - Petrokimia Gresik
 Dep. Proses & Pengelolaan Energi


Ir. Anis Emani, MT
 Manager

Hasil Uji hanya berlaku untuk Contoh yang di Uji

Lampiran 6 Analisis Pengujian Gas Buang Boiler PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik

		PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK					No. Dokumen : FMG-17.1.1.38						
UP GRESIK		PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM					No revisi : '00						
		FORMULIR					Tgl Berlaku : 01 Agustus 2013						
		PENGUJIAN FLUE GAS DAN BAHAN BAKAR MINYAK # 3-4					Halaman : 1 dari 1						
UNIT : 3 - 4		SUHU °C	SAMPLING POINT	PARAMETER				DATA PERFORMANCE FLUE GAS					
HARI/TANGGAL: RABU, 18 MARET 2015				CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO (%)	N ₂ (%)	O ₂ Analyzer ECO-OUT					
Lokasi : Eco Outlet 3		300.9	A	11.00	1.50	0.0019	87.50	LOAD	LOKASI	PARAMETER			
Beban : 160 MW		295.9	B	11.00	1.60	0.0002	87.40			CO ₂ %	O ₂ %	CO %	N ₂ %
Waktu : 13.00-14.00 WIB													
Rata-rata				11.00	1.55	0.0011	87.45	100	Economiser	14.27	1.94	0.00	83.79
Lokasi : Eco Outlet 3		106.3	A	8.90	5.10	0.0001	86.90	150	Stack inlet	12.76	3.24	0.00	84.00
Beban : 160 MW		108.9	B	8.20	6.50	0.0004	85.30		Economiser	15.09	0.96	0.00	83.95
Waktu : 13.00-14.00 WIB									Stack inlet	13.30	2.90	0.00	83.80
Rata-rata				8.55	5.80	0.0003	85.65	200	Economiser	15.11	0.85	0.00	84.04
Lokasi : Eco Outlet 4		342.3	A	11.40	0.80	0.0011	87.80	Stack inlet	13.73	2.70	0.00	83.57	
Beban : 160 MW		341	B	11.30	0.90	0.0007	87.80						
Waktu : 13.00-14.00 WIB													
Rata-rata				11.35	0.85	0.0009	87.80	HASIL ANALISA BAHAN BAKAR					
Lokasi : AH Outlet 4		103.3	A	6.50	9.40	0.0005	84.1	PARAMETER	Unit 1	Unit 2	BATASAN		
Beban : 160 MW		122.3	B	8.90	5.20	0.0006	85.90	Spesifik Gravity 15/4 °C					
Waktu : 13.00-14.00 WIB								Spesifik Gravity 43 °C					
Rata-rata				7.70	7.30	0.0006	85.00	Viscositas 40 °C					
								Viscositas 50 °C					
								Kadar Air, % Vol					
								Nilai Kalor, Kcal/Kg					
								Kadar Sulfur, % wt					
								Kadar Abu, % wt					
								Kadar Hidrogen, %					
								Kadar Carbon, %					
								Kadar Nitrogen, %					
								Kadar Oxygen, %					
								$N_2 = 100 - (CO_2 \% + O_2 \% + CO \%)$					
Catatan :									Dianalisa				
Bahan Bakar Natural Gas Diambilkan dari unit 4											Rijanto/M.Nurhadiyanto		
											G.Purwanto		

Lampiran 7 Table Thermophysical Properties of Selected Metallic Solid

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	ρ (kg/m ³)	Properties at Various Temperatures (K)														
			Properties at 300 K					k (W/m·K)/ c_p (J/kg·K)									
			c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500		
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255					
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111				
Iron																	
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1				
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4				
Carbon steels																	
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0						
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3						
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% $<$ Si \leq 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			50.1	44.0	37.4	29.3						
Carbon-manganese-silicon (1% $<$ Mn \leq 1.65%, 0.1% $<$ Si \leq 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6						
Chromium (low) steels $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9						
1 Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4						
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2						

Lampiran 8 *Thermophysical Properties of Compressed Water and Superheated Steam*

50 bar					
t (°C)	v ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
780	96.23	10.392	4089.1	3608.0	7.0988
800	98.15	10.189	4137.0	3646.3	7.7438
850	102.93	9.716	4257.5	3742.9	7.8536
900	107.68	9.287	4379.4	3841.0	7.9598
950	112.42	8.895	4502.7	3940.6	8.0627
1000	117.15	8.536	4627.4	4041.7	8.1626
1100	126.56	7.901	4881.1	4248.3	8.3543
1200	135.94	7.356	5140.2	4460.5	8.5365
1300	145.29	6.883	5404.5	4678.1	8.7101
1400	154.62	6.468	5673.8	4900.8	8.8760
1500	163.93	6.100	5947.7	5128.1	9.0350
1600	173.24	5.7725	6225.9	5359.7	9.1876
1700	182.53	5.4786	6507.9	5595.3	9.3343
1800	191.81	5.2134	6793.6	5834.5	9.4755
1900	201.09	4.9728	7082.6	6077.2	9.6117
2000	210.37	4.7536	7374.8	6323.0	9.7431

100 bar ($t_s = 311.031$ °C)					
t (°C)	v ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
t_s	1.45216	688.63	1407.28	1392.75	3.35912
t_g	18.025	55.48	2724.5	2544.3	5.6139
0	0.99821	1004.81	10.10	0.15	0.00045
5	0.99922	1004.80	30.92	20.97	0.07399
10	0.99961	1004.41	51.69	41.73	0.14998
15	0.99931	1003.70	72.44	62.47	0.22262
20	0.99730	1002.71	93.20	83.22	0.29405
25	0.99853	1001.48	113.97	103.98	0.36431
30	0.99998	1000.02	134.75	124.75	0.43344
35	1.00165	998.36	155.54	145.52	0.50146
40	1.00350	996.51	176.33	166.30	0.56839
45	1.00554	994.49	197.13	187.07	0.63428
50	1.00775	992.31	217.93	207.85	0.69914
55	1.01013	989.97	238.73	228.62	0.76301
60	1.01267	987.48	259.53	249.40	0.82592
65	1.01537	984.86	280.34	270.19	0.88793
70	1.01822	982.10	301.16	290.98	0.94905
75	1.02122	979.22	322.00	311.79	1.00934
80	1.02437	976.21	342.85	332.61	1.06881
85	1.02767	973.07	363.73	353.45	1.12751
90	1.03112	969.82	384.63	374.32	1.18546
95	1.03471	966.46	405.56	395.21	1.24270
100	1.03844	962.98	426.52	416.13	1.29924
105	1.04233	959.39	447.51	437.08	1.35512
110	1.04636	955.70	468.53	458.07	1.41036
115	1.05053	951.90	489.59	479.09	1.46498
120	1.05486	947.99	510.70	500.15	1.51899
125	1.05935	943.98	531.84	521.24	1.57243
130	1.06398	939.87	553.02	542.38	1.62531

100 bar ($t_s = 311.031$ °C)					
t (°C)	v ($\times 10^3$)	ρ	h	u	s
135	1.06878	935.65	574.26	536.57	1.67765
140	1.07374	931.33	595.53	584.80	1.72947
145	1.07886	926.90	616.86	606.08	1.78079
150	1.08416	922.38	638.25	627.41	1.83162
155	1.08963	917.74	659.69	648.79	1.88199
160	1.09528	913.00	681.19	670.24	1.93192
165	1.10113	908.16	702.75	691.74	1.98142
170	1.10717	903.20	724.39	713.31	2.03051
175	1.11342	898.14	746.09	734.96	2.07922
180	1.11988	892.96	767.88	756.68	2.12756
185	1.12656	887.66	789.74	778.48	2.17555
190	1.13344	882.24	811.70	800.37	2.22322
195	1.14064	876.70	833.76	822.35	2.27058
200	1.14806	871.03	855.91	844.43	2.31766
205	1.15576	865.23	878.18	866.63	2.36448
210	1.16375	859.29	900.57	888.94	2.41106
215	1.17205	853.21	923.09	911.37	2.45743
220	1.18066	846.97	945.75	933.95	2.50361
225	1.18966	840.58	968.56	956.67	2.54964
230	1.19902	834.02	991.54	979.53	2.59553
235	1.20878	827.28	1014.69	1002.60	2.64131
240	1.21898	820.36	1038.05	1025.84	2.68702
245	1.22966	813.23	1061.58	1049.29	2.73270
250	1.24085	805.90	1085.36	1072.96	2.77837
255	1.25251	798.34	1109.39	1096.87	2.82408
260	1.26468	790.52	1133.69	1121.04	2.86988
265	1.27704	782.45	1158.29	1145.51	2.91580
270	1.29187	774.07	1183.22	1170.31	2.96192
275	1.30654	765.38	1208.52	1195.46	3.00828
280	1.32217	756.33	1234.23	1221.01	3.05497
285	1.33889	746.89	1260.40	1247.01	3.10206
290	1.35687	736.99	1287.09	1273.52	3.14967
295	1.37630	726.58	1314.39	1300.62	3.19792
300	1.39746	715.58	1342.38	1328.40	3.24697
305	1.42070	703.88	1371.19	1356.98	3.29702
310	1.44648	691.34	1400.99	1386.53	3.34835
315	18.592	53.786	2750.6	2564.7	5.6585
320	19.248	51.952	2780.6	2588.2	5.7093
325	19.855	50.350	2808.1	2609.6	5.7555
330	20.421	48.949	2833.6	2629.4	5.7979
335	20.956	47.719	2857.5	2648.0	5.8374
340	21.464	46.590	2880.1	2665.5	5.8745
345	21.950	45.559	2901.6	2682.2	5.9094
350	22.416	44.612	2922.2	2698.1	5.9425
355	22.865	43.734	2942.0	2713.3	5.9741
360	23.300	42.918	2961.0	2728.0	6.0043
365	23.722	42.155	2979.4	2742.2	6.0333
370	24.132	41.438	2997.3	2756.0	6.0612
375	24.532	40.763	3014.7	2769.4	6.0882
380	24.923	40.124	3031.7	2782.5	6.1143
385	25.305	39.518	3048.3	2795.2	6.1395

Lampiran 8 (Lanjutan)

100 bar					
t (°C)	v (x10 ³)	ρ	h	u	s
390	25.679	38.942	3064.5	2807.7	6.1641
395	26.047	38.392	3080.5	2820.0	6.1880
400	26.408	37.867	3096.1	2832.0	6.2114
410	27.113	36.883	3126.6	2855.5	6.2563
420	27.797	35.976	3156.2	2878.3	6.2994
430	28.463	35.133	3185.1	2900.5	6.3408
440	29.114	34.347	3213.4	2922.3	6.3807
450	29.752	33.611	3241.1	2943.6	6.4194
460	30.378	32.919	3268.4	2964.6	6.4568
470	30.993	32.266	3295.3	2985.4	6.4932
480	31.598	31.647	3321.8	3005.8	6.5287
490	32.195	31.061	3348.0	3026.1	6.5633
500	32.784	30.503	3374.0	3046.2	6.5971
520	33.940	29.463	3425.3	3085.9	6.6625
540	35.073	28.512	3475.8	3125.1	6.7255
560	36.186	27.635	3525.8	3164.0	6.7862
580	37.284	26.824	3575.4	3202.6	6.8451
600	38.361	26.068	3624.7	3241.1	6.9022
620	39.427	25.363	3673.8	3279.5	6.9577
640	40.482	24.702	3722.7	3317.9	7.0119
660	41.527	24.081	3771.5	3356.2	7.0648
680	42.562	23.495	3820.3	3394.6	7.1165
700	43.590	22.941	3869.0	3433.1	7.1671
720	44.610	22.417	3917.7	3471.6	7.2167
740	45.623	21.919	3966.5	3510.3	7.2653
760	46.631	21.445	4015.4	3549.1	7.3131
780	47.633	20.994	4064.4	3588.1	7.3600
800	48.630	20.564	4113.5	3627.2	7.4062
850	51.10	19.568	4236.7	3725.7	7.5184
900	53.55	18.673	4360.9	3825.3	7.6266
950	55.99	17.861	4486.1	3926.3	7.7311
1000	58.40	17.122	4612.5	4028.5	7.8324
1100	63.20	15.822	4869.0	4236.9	8.0263
1200	67.96	14.714	5130.3	4450.6	8.2100
1300	72.70	13.755	5396.4	4669.4	8.3847
1400	77.41	12.918	5667.1	4893.0	8.5516
1500	82.11	12.178	5942.2	5121.1	8.7112
1600	86.80	11.521	6221.3	5353.3	8.8644
1700	91.48	10.932	6504.2	5589.5	9.0115
1800	96.15	10.401	6790.6	5829.2	9.1531
1900	100.81	9.920	7080.3	6072.3	9.2895
2000	105.46	9.482	7373.1	6318.4	9.4212
200 bar (t _s = 365.800 °C)					
t (°C)	v (x10 ³)	ρ	h	u	s
i _l	2.0360	491.2	1826.7	1786.0	4.0146
i _g	5.874	170.25	2413.6	2296.1	4.9330
0	0.99037	1009.73	2008	0.28	0.00066

200 bar (t _s = 365.800 °C)					
t (°C)	v (x10 ³)	ρ	h	u	s
10	0.99105	1009.03	61.27	41.45	0.14876
15	0.99185	1002.21	81.86	62.03	0.22084
20	0.99294	1007.14	102.48	82.62	0.29176
25	0.99420	1005.84	123.11	103.23	0.36157
30	0.99569	1004.33	143.77	123.86	0.43028
35	0.99738	1002.63	164.44	144.50	0.49792
40	0.99924	1000.76	185.13	165.14	0.56449
45	1.00128	998.72	205.81	185.79	0.63003
50	1.00349	996.53	226.50	206.43	0.69456
55	1.00585	994.19	247.20	227.08	0.75811
60	1.00836	991.71	267.90	247.73	0.82072
65	1.01102	989.10	288.61	268.39	0.88242
70	1.01383	986.36	309.33	289.05	0.94323
75	1.01677	983.50	330.07	309.73	1.00324
80	1.01986	980.52	350.82	330.42	1.06243
85	1.02309	977.43	371.59	351.13	1.12084
90	1.02646	974.22	392.39	371.86	1.17851
95	1.02997	970.90	413.22	392.62	1.23546
100	1.03361	967.48	434.07	413.40	1.29172
105	1.03740	963.95	454.95	434.20	1.34732
110	1.04132	960.32	475.87	455.04	1.40227
115	1.04538	956.59	496.82	475.91	1.45659
120	1.04958	952.76	517.81	496.81	1.51032
125	1.05393	948.83	538.83	517.75	1.56346
130	1.05842	944.81	559.90	538.73	1.61603
135	1.06305	940.69	581.00	559.74	1.66806
140	1.06784	936.47	602.15	580.79	1.71957
145	1.07279	932.15	623.35	601.89	1.77056
150	1.0779	927.7	644.6	623.0	1.8211
155	1.0832	923.2	665.9	644.2	1.8711
160	1.0886	918.6	687.2	665.5	1.9207
165	1.0942	913.9	708.6	686.7	1.9698
170	1.1000	909.1	730.1	708.1	2.0185
175	1.1059	904.2	751.6	729.5	2.0668
180	1.1121	899.2	773.2	751.0	2.1147
185	1.1185	894.1	794.9	772.5	2.1623
190	1.1251	888.8	816.6	794.1	2.2095
195	1.1318	883.5	838.5	815.8	2.2564
200	1.1389	878.1	860.4	837.6	2.3030
205	1.1461	872.5	882.4	859.5	2.3493
210	1.1537	866.8	904.5	881.5	2.3953
215	1.1615	861.0	926.8	903.5	2.4411
220	1.1695	855.0	949.1	925.7	2.4866
225	1.1779	849.0	971.6	948.0	2.5320
230	1.1866	842.7	994.2	970.5	2.5771
235	1.1956	836.4	1017.0	993.1	2.6221
240	1.2051	829.8	1039.9	1015.8	2.6670
245	1.2148	823.1	1063.0	1038.7	2.7118
250	1.2251	816.3	1086.3	1061.8	2.7565

Lampiran 9 *Thermophysical Properties of Superheated Steam* (Specific Heat Capacity at Constant Pressure)

t (°C)	P (bar)									
	0	1	5	10	20	50	100	200	500	1000
0	1.859	4.228	4.226	4.223	4.218	4.202	4.177	4.130	4.021	3.909
20	1.863	4.183	4.182	4.180	4.177	4.168	4.152	4.125	4.054	3.968
40	1.868	4.182	4.181	4.180	4.178	4.170	4.155	4.137	4.078	4.002
60	1.875	4.183	4.182	4.181	4.178	4.172	4.161	4.141	4.086	4.012
80	1.882	4.194	4.193	4.192	4.190	4.183	4.173	4.153	4.098	4.023
100	1.890	2.042	4.216	4.215	4.213	4.206	4.195	4.174	4.117	4.039
120	1.899	2.005	4.248	4.247	4.244	4.237	4.224	4.201	4.140	4.057
140	1.908	1.986	4.288	4.286	4.284	4.275	4.261	4.234	4.165	4.075
160	1.918	1.977	2.267	4.337	4.334	4.323	4.306	4.275	4.195	4.094
180	1.929	1.974	2.188	2.556	4.399	4.386	4.365	4.327	4.231	4.115
200	1.940	1.975	2.138	2.400	4.486	4.469	4.442	4.394	4.277	4.141
220	1.951	1.980	2.106	2.301	2.861	4.583	4.547	4.482	4.335	4.173
240	1.963	1.986	2.087	2.236	2.635	4.740	4.689	4.601	4.409	4.213
260	1.975	1.994	2.076	2.194	2.490	4.967	4.885	4.761	4.504	4.262
280	1.987	2.003	2.071	2.165	2.394	5.614	5.186	4.983	4.623	4.321
300	2.000	2.013	2.069	2.147	2.328	5.181	5.675	5.311	4.775	4.391
310	2.006	2.018	2.070	2.141	2.303	5.033	6.073	5.541	4.866	4.430
320	2.012	2.023	2.071	2.136	2.282	4.914	5.726	5.846	4.970	4.472
330	2.018	2.029	2.073	2.132	2.265	4.817	4.932	6.273	5.088	4.517
340	2.025	2.035	2.075	2.130	2.250	4.738	4.404	6.933	5.225	4.564
350	2.031	2.040	2.078	2.128	2.239	4.672	4.027	8.138	5.384	4.615
360	2.037	2.046	2.081	2.128	2.229	4.616	3.746	11.461	5.571	4.668
370	2.044	2.052	2.085	2.128	2.221	4.570	3.528	18.863	5.794	4.725
380	2.051	2.058	2.088	2.129	2.214	4.530	3.355	30.329	6.061	4.784
390	2.057	2.064	2.093	2.130	2.209	4.497	3.215	7.714	6.388	4.846
400	2.064	2.070	2.097	2.132	2.205	4.468	3.100	6.371	6.789	4.911
420	2.077	2.083	2.106	2.137	2.201	4.423	2.924	4.966	7.871	5.047
440	2.090	2.095	2.116	2.143	2.199	4.389	2.799	4.232	9.169	5.189
460	2.104	2.108	2.127	2.150	2.200	4.365	2.706	3.782	9.635	5.331
480	2.117	2.121	2.138	2.159	2.203	4.347	2.637	3.482	8.636	5.460
500	2.131	2.135	2.150	2.168	2.208	4.335	2.584	3.269	7.239	5.557
520	2.145	2.148	2.161	2.178	2.213	4.327	2.544	3.113	6.127	5.604
540	2.158	2.162	2.174	2.189	2.221	4.322	2.513	2.996	5.336	5.581
560	2.173	2.175	2.186	2.200	2.229	4.320	2.489	2.905	4.775	5.484
580	2.187	2.189	2.199	2.212	2.238	4.320	2.472	2.834	4.367	5.324
600	2.201	2.203	2.212	2.224	2.247	4.322	2.458	2.778	4.062	5.123
650	2.236	2.238	2.245	2.255	2.274	4.333	2.440	2.682	3.567	4.581
700	2.272	2.273	2.279	2.287	2.303	4.351	2.437	2.627	3.283	4.129
750	2.307	2.308	2.313	2.320	2.333	4.373	2.444	2.597	3.106	3.797
800	2.342	2.343	2.348	2.353	2.364	4.398	2.456	2.583	2.992	3.561
850	2.377	2.378	2.382	2.386	2.396	4.424	2.474	2.579	2.916	3.392
900	2.411	2.412	2.415	2.419	2.427	4.452	2.494	2.583	2.866	3.269
950	2.445	2.446	2.448	2.452	2.459	4.480	2.516	2.593	2.833	3.179
1000	2.478	2.478	2.481	2.484	2.490	4.508	2.540	2.606	2.812	3.113
1100	2.540	2.541	2.543	2.545	2.550	4.564	2.59	2.64	2.80	3.03
1200	2.599	2.599	2.601	2.603	2.606	4.618	2.64	2.68	2.80	2.98
1300	2.653	2.654	2.655	2.656	2.660	4.669	2.68	2.72	2.81	2.96
1400	2.704	2.704	2.705	2.706	2.709	4.717	2.73	2.76	2.83	2.96
1500	2.750	2.750	2.751	2.752	2.754	4.761	2.77	2.79	2.86	2.96
1600	2.792	2.792	2.793	2.794	2.796	4.801	2.81	2.83	2.88	2.97
1700	2.831	2.831	2.832	2.833	2.834	4.839	2.85	2.86	2.91	2.98
1800	2.867	2.867	2.868	2.868	2.870	4.874	2.88	2.89	2.93	3.00
1900	2.901	2.901	2.901	2.902	2.903	4.907	2.91	2.92	2.96	3.01
2000	2.931	2.931	2.932	2.933	2.934	4.937	2.94	2.95	2.98	3.03

Lampiran 10 *Thermophysical Properties of Superheated Steam* (Absolute Viscosity)

P (bar)	0	t (°C)									
		25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	1792	890.8	547.1	378.4	12.28	14.19	16.18	18.22	20.29	22.37	23.41
5	1791	890.7	547.1	378.5	282.4	182.0	16.07	18.15	20.25	22.35	23.39
10	1790	890.6	547.2	378.6	282.6	182.1	15.93	18.07	20.20	22.32	23.37
25	1786	890.3	547.5	379.0	283.0	182.5	133.9	17.83	20.06	22.24	23.32
50	1780	889.8	547.9	379.6	283.6	183.2	134.5	106.1	19.86	22.15	23.27
75	1775	889.3	548.3	380.2	284.3	183.8	135.1	106.8	19.74	22.13	23.28
100	1769	888.9	548.7	380.9	284.9	184.4	135.7	107.5	18.62	22.18	23.35
125	1764	888.5	549.1	381.5	285.6	185.1	136.3	108.2	18.70	22.39	23.52
150	1759	888.1	549.5	382.1	286.3	185.7	136.9	108.8	18.32	22.91	23.84
175	1754	887.7	550.0	382.7	286.9	186.3	137.5	109.5	18.21	22.85	24.45
200	1749	887.4	550.4	383.4	287.6	186.9	138.1	110.1	19.06	22.91	25.79
225	1744	887.1	550.9	384.0	288.2	187.6	138.7	110.7	19.08	21.10	47.65
250	1739	886.8	551.3	384.6	288.9	188.2	139.3	111.4	19.17	22.71	58.09
275	1735	886.6	551.8	385.2	289.5	188.8	139.9	112.0	19.23	24.14	61.87
300	1731	886.4	552.3	385.9	290.2	189.4	140.5	112.6	19.31	25.43	64.49
350	1722	886.0	553.3	387.2	291.5	190.6	141.6	113.8	19.41	27.71	68.31
400	1714	885.8	554.3	388.4	292.8	191.8	142.8	114.9	19.58	29.72	71.21
450	1707	885.6	555.3	389.7	294.2	193.1	143.9	116.1	19.78	31.52	73.61
500	1700	885.5	556.4	391.0	295.5	194.3	145.0	117.2	19.85	33.19	75.70
550	1694	885.6	557.5	392.3	296.8	195.5	146.1	118.3	19.76	34.73	77.57
600	1687	885.7	558.6	393.6	298.1	196.7	147.2	119.4	100.9	36.19	79.27
650	1682	885.9	559.7	395.0	299.4	197.9	148.3	120.4	102.1	37.57	80.85
700	1676	886.2	560.9	396.3	300.8	199.0	149.3	121.5	103.2	38.88	82.33
800	1667	887.1	563.3	399.0	303.4	201.4	151.5	123.5	105.4	41.35	85.05
900	1659	888.3	565.8	401.7	306.1	203.8	153.6	125.5	107.4	43.65	87.54
1000	1653	889.4	568.4	404.4	308.7	206.1	155.6	127.5	109.4	45.82	89.84
	400	425	450	475	500	550	600	650	700	750	800
1	24.45	25.49	26.52	27.55	28.57	30.61	32.64	34.60	36.55	38.48	40.38
5	24.44	25.48	26.52	27.55	28.58	30.62	32.63	34.61	36.57	38.50	40.39
10	24.42	25.47	26.52	27.55	28.58	30.63	32.64	34.63	36.59	38.52	40.42
25	24.39	25.46	26.52	27.57	28.61	30.67	32.70	34.70	36.66	38.59	40.50
50	24.38	25.47	26.55	27.62	28.67	30.76	32.84	34.82	36.79	38.73	40.63
75	24.40	25.52	26.61	27.70	28.77	30.87	32.93	34.95	36.93	38.88	40.78
100	24.49	25.62	26.72	27.82	28.89	31.01	33.09	35.11	37.09	39.04	40.94
125	24.65	25.77	26.88	27.98	29.06	31.18	33.26	35.28	37.27	39.21	41.11
150	24.91	26.01	27.10	28.19	29.27	31.38	33.45	35.48	37.46	39.39	41.29
175	25.32	26.34	27.39	28.46	29.52	31.62	33.68	35.69	37.66	39.59	41.48
200	25.96	26.80	27.77	28.79	29.82	31.89	33.92	35.93	37.88	39.80	41.68
225	27.03	27.44	28.26	29.20	30.18	32.19	34.20	36.18	38.12	40.03	41.89
250	29.00	28.36	28.89	29.70	30.61	32.54	34.50	36.45	38.38	40.26	42.11
275	33.73	29.70	29.71	30.32	31.12	32.93	34.84	36.75	38.64	40.51	42.35
300	43.83	31.73	30.78	31.06	31.71	33.37	35.20	37.07	38.93	40.77	42.50
350	55.78	39.35	33.97	33.06	33.19	34.40	36.02	37.77	39.55	41.33	43.10
400	61.29	48.69	39.05	35.92	35.16	35.65	36.98	38.56	40.24	41.94	43.65
450	65.01	55.07	45.22	39.72	37.68	37.15	38.07	39.44	40.98	42.60	44.24
500	67.89	59.44	50.73	44.08	40.70	38.88	39.30	40.41	41.79	43.30	44.83
550	70.30	62.76	55.06	48.36	44.02	40.84	40.65	41.45	42.65	44.03	45.50
600	72.40	65.46	58.52	52.16	47.37	42.96	42.12	42.57	43.57	44.81	46.17
650	74.28	67.76	61.36	55.40	50.53	45.18	43.67	43.75	44.52	45.61	46.87
700	75.98	69.79	63.79	58.18	53.38	47.41	45.28	44.98	45.51	46.44	47.58
800	79.04	73.28	67.81	62.72	58.20	51.70	48.55	47.52	47.55	48.15	49.04
900	81.75	76.27	71.11	66.35	62.09	55.51	51.73	50.06	49.62	49.88	50.52
1000	84.22	78.92	73.97	69.42	65.32	58.80	54.66	52.50	51.65	51.58	51.98

Lampiran 11 Thermophysical Properties of Superheated Steam (Thermal Conductivity)

P (bar)	t (°C)										
	0	25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	561.0	607.2	643.6	666.8	25.08	28.85	33.28	38.17	43.42	48.96	51.83
5	561.3	607.4	643.7	667.0	679.3	682.1	34.93	39.18	44.09	49.44	52.25
10	561.5	607.6	644.0	667.2	679.6	682.4	37.21	40.51	44.95	50.06	52.79
25	562.4	608.2	644.7	668.0	680.4	683.4	664.2	45.16	47.82	52.06	54.53
50	563.7	609.4	645.8	669.2	681.8	685.1	666.4	622.7	53.86	55.99	57.87
75	565.1	610.5	647.0	670.5	683.2	686.8	668.6	625.9	63.11	61.06	62.00
100	566.5	611.7	648.2	671.7	684.5	688.3	670.7	629.0	550.9	68.10	67.35
125	567.9	612.8	649.3	673.0	685.9	690.2	672.8	632.0	556.5	79.15	74.68
150	569.3	613.9	650.5	674.2	687.2	691.8	674.9	635.0	561.8	100.9	85.54
175	570.6	615.1	651.6	675.5	688.6	693.5	677.0	637.9	566.8	452.5	103.7
200	572.0	616.2	652.8	676.7	690.0	695.1	679.1	640.8	571.6	463.5	142.3
225	573.4	617.3	654.0	678.0	691.3	696.8	681.2	643.6	576.2	472.8	441.5
250	574.8	618.5	655.1	679.2	692.7	698.4	683.2	646.3	580.7	481.4	411.4
275	576.1	619.6	656.3	680.3	694.0	700.1	685.3	649.1	585.0	489.1	425.8
300	577.5	620.8	657.4	681.7	695.3	701.7	687.3	651.8	589.1	496.3	438.0
350	580.2	623.0	659.8	684.1	698.0	704.9	691.3	657.0	597.1	509.3	457.5
400	582.9	625.3	662.1	686.6	700.7	708.2	695.3	662.2	604.6	521.0	473.2
450	585.5	627.5	664.4	689.1	703.3	711.4	699.3	667.2	611.7	531.8	486.6
500	588.1	629.8	666.7	691.5	706.0	714.6	703.2	672.1	618.5	541.7	498.5
550	590.7	632.0	668.9	693.9	708.6	717.7	707.0	676.9	625.1	551.0	509.4
600	593.3	634.2	671.2	696.3	711.2	720.9	710.9	681.6	631.3	559.7	519.4
650	595.8	636.4	673.5	698.7	713.8	724.0	714.7	686.3	637.4	568.0	528.8
700	598.3	638.6	675.7	701.1	716.4	727.2	718.5	690.8	643.2	575.9	537.7
800	603.1	642.9	680.2	705.9	721.5	733.4	726.0	699.8	654.5	590.6	554.1
900	607.8	647.2	684.6	710.5	726.6	739.5	733.4	708.6	665.1	604.2	569.1
1000	612.2	651.3	688.9	715.2	731.6	745.6	740.7	717.2	675.4	616.8	583.0
	-400	-425	-450	-475	-500	-550	-600	-650	-700	-750	-800
1	54.76	57.74	60.77	63.85	66.97	73.55	79.89	86.37	93.37	100.3	107.3
5	55.13	58.08	61.08	64.14	67.25	73.61	80.13	86.80	93.59	100.5	107.5
10	55.61	58.51	61.48	64.51	67.60	73.93	80.44	87.09	93.87	100.8	107.8
25	57.15	59.89	62.75	65.69	68.71	74.94	81.39	88.01	94.75	101.6	108.5
50	60.06	62.49	65.10	67.86	70.74	76.79	83.15	89.67	96.34	103.1	109.9
75	63.56	65.54	67.82	70.33	73.03	78.84	85.04	91.49	98.08	104.8	111.5
100	67.89	69.19	70.99	73.16	75.61	81.11	87.14	93.47	99.97	106.5	113.2
125	73.40	73.63	74.73	76.43	78.53	83.62	89.43	95.63	102.0	108.5	115.0
150	80.69	79.13	79.19	80.20	81.85	86.39	91.92	97.96	104.2	110.6	116.9
175	90.76	86.10	84.54	84.58	85.61	89.45	94.63	100.47	106.6	112.8	119.0
200	105.5	95.12	91.04	89.70	89.89	92.81	97.57	103.2	109.1	115.2	121.2
225	128.6	107.1	99.01	89.70	94.75	96.51	100.7	106.0	111.8	117.7	123.5
250	169.3	123.2	108.8	102.7	100.3	100.6	104.1	109.1	114.6	120.3	126.0
275	249.1	145.3	121.0	111.0	106.6	105.0	107.8	112.4	117.6	123.1	128.6
300	330.1	176.3	136.0	120.6	113.7	109.8	111.7	115.8	120.7	126.0	131.3
350	384.5	259.4	176.5	144.9	130.7	120.8	120.3	123.3	127.5	132.2	137.0
400	414.0	323.3	227.6	175.8	151.6	133.5	130.0	131.5	134.8	138.8	143.1
450	435.0	363.4	276.3	211.3	176.0	147.9	140.6	140.3	142.6	145.9	149.6
500	451.6	391.5	315.6	247.0	202.7	163.7	152.1	149.8	150.9	153.4	156.4
550	465.5	412.8	346.5	279.6	229.7	180.6	164.3	153.8	159.6	161.2	163.4
600	477.7	430.0	371.2	308.0	255.6	198.0	177.0	170.1	168.5	169.1	170.6
650	488.0	444.5	391.4	332.5	279.6	215.4	189.9	183.6	177.6	177.2	177.9
700	498.7	457.1	408.5	353.6	301.5	232.4	202.7	191.0	186.7	185.3	185.2
800	516.8	478.5	436.0	388.0	339.1	264.5	227.5	211.5	204.4	201.1	199.6
900	533.1	496.6	457.9	414.9	369.8	293.5	250.6	231.6	221.1	216.1	213.1
1000	548.0	512.7	476.3	436.9	395.1	319.3	271.8	248.0	236.2	229.7	225.5

Lampiran 12 Thermophysical Properties Of Superheated Steam (Prandlt Number)

P (bar)	t (°C)										
	0	25	50	75	100	150	200	250	300	350	375
1	13.50	6.137	3.555	2.378	1.000	0.974	0.960	0.950	0.941	0.932	0.928
5	13.48	6.133	3.553	2.377	1.753	1.151	0.984	0.964	0.950	0.939	0.934
10	13.46	6.128	3.551	2.377	1.752	1.150	1.028	0.987	0.965	0.949	0.942
25	13.39	6.113	3.546	2.374	1.751	1.150	0.903	1.096	1.021	0.982	0.969
50	13.27	6.088	3.538	2.371	1.750	1.149	0.902	0.825	1.173	1.057	1.025
75	13.15	6.063	3.529	2.367	1.748	1.148	0.900	0.821	1.466	1.162	1.098
100	13.04	6.039	3.521	2.364	1.746	1.147	0.899	0.817	0.890	1.312	1.191
125	12.93	6.015	3.513	2.360	1.744	1.146	0.897	0.813	0.874	1.545	1.314
150	12.83	5.992	3.505	2.357	1.743	1.145	0.896	0.810	0.860	2.006	1.484
175	12.73	5.970	3.497	2.354	1.741	1.145	0.895	0.806	0.848	1.379	1.753
200	12.63	5.947	3.490	2.350	1.740	1.144	0.894	0.803	0.837	1.216	2.353
225	12.53	5.926	3.482	2.347	1.738	1.143	0.892	0.800	0.827	1.121	3.125
250	12.43	5.904	3.475	2.344	1.736	1.142	0.891	0.798	0.818	1.057	1.937
275	12.34	5.883	3.467	2.341	1.735	1.142	0.890	0.795	0.810	1.009	1.485
300	12.25	5.863	3.460	2.338	1.733	1.141	0.889	0.793	0.803	0.973	1.291
350	12.08	5.823	3.446	2.332	1.731	1.140	0.887	0.788	0.790	0.919	1.103
400	11.92	5.785	3.433	2.326	1.728	1.138	0.885	0.784	0.779	0.880	1.005
450	11.77	5.748	3.420	2.321	1.725	1.137	0.883	0.780	0.769	0.850	0.943
500	11.62	5.713	3.407	2.315	1.723	1.136	0.882	0.777	0.761	0.827	0.899
550	11.48	5.680	3.395	2.310	1.721	1.135	0.880	0.773	0.753	0.807	0.866
600	11.36	5.648	3.384	2.305	1.718	1.134	0.879	0.770	0.747	0.791	0.840
650	11.23	5.617	3.372	2.301	1.716	1.134	0.878	0.768	0.741	0.777	0.818
700	11.12	5.588	3.362	2.296	1.714	1.133	0.876	0.765	0.735	0.765	0.800
800	10.91	5.533	3.342	2.288	1.711	1.131	0.874	0.761	0.726	0.745	0.772
900	10.72	5.483	3.324	2.280	1.707	1.130	0.872	0.757	0.718	0.730	0.750
1000	10.55	5.439	3.307	2.273	1.704	1.129	0.870	0.753	0.712	0.717	0.733
	400	425	450	475	500	550	600	650	700	750	800
1	0.924	0.921	0.917	0.914	0.911	0.905	0.899	0.894	0.890	0.886	0.882
5	0.929	0.925	0.921	0.917	0.913	0.907	0.901	0.895	0.891	0.886	0.882
10	0.936	0.931	0.926	0.921	0.917	0.909	0.902	0.897	0.891	0.887	0.883
25	0.958	0.949	0.941	0.934	0.928	0.917	0.908	0.900	0.894	0.889	0.884
50	1.002	0.983	0.969	0.957	0.946	0.929	0.916	0.906	0.898	0.891	0.886
75	1.055	1.024	1.000	0.982	0.966	0.943	0.925	0.911	0.901	0.894	0.888
100	1.118	1.070	1.035	1.008	0.988	0.956	0.933	0.917	0.904	0.895	0.889
125	1.195	1.123	1.073	1.038	1.010	0.970	0.942	0.921	0.907	0.896	0.889
150	1.290	1.183	1.116	1.069	1.034	0.984	0.950	0.926	0.909	0.897	0.889
175	1.408	1.253	1.163	1.102	1.059	0.998	0.958	0.930	0.911	0.898	0.889
200	1.568	1.336	1.215	1.138	1.085	1.013	0.966	0.934	0.912	0.897	0.888
225	1.762	1.436	1.273	1.177	1.112	1.027	0.974	0.937	0.913	0.897	0.887
250	2.273	1.564	1.339	1.219	1.141	1.042	0.981	0.941	0.914	0.896	0.885
275	3.363	1.737	1.416	1.264	1.171	1.057	0.988	0.944	0.914	0.895	0.883
300	3.329	1.979	1.506	1.314	1.203	1.073	0.996	0.946	0.914	0.894	0.881
350	1.693	2.415	1.729	1.427	1.272	1.104	1.010	0.951	0.914	0.890	0.876
400	1.290	1.922	1.900	1.548	1.345	1.133	1.023	0.955	0.912	0.886	0.871
450	1.118	1.479	1.791	1.627	1.413	1.167	1.037	0.959	0.911	0.882	0.865
500	1.021	1.245	1.542	1.601	1.454	1.195	1.049	0.962	0.909	0.877	0.858
550	0.957	1.109	1.355	1.488	1.447	1.218	1.061	0.965	0.907	0.872	0.852
600	0.911	1.022	1.190	1.354	1.396	1.231	1.071	0.968	0.905	0.868	0.846
650	0.876	0.962	1.089	1.235	1.320	1.231	1.078	0.971	0.904	0.864	0.841
700	0.849	0.917	1.016	1.140	1.238	1.219	1.083	0.974	0.903	0.860	0.836
800	0.808	0.855	0.919	1.005	1.096	1.164	1.079	0.977	0.903	0.855	0.828
900	0.778	0.813	0.859	0.920	0.992	1.091	1.060	0.976	0.903	0.853	0.823
1000	0.755	0.782	0.817	0.863	0.919	1.020	1.030	0.970	0.903	0.853	0.821

Lampiran 13 Table Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂), $M = 44.01$ kg/kmol							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO), $M = 28.01$ kg/kmol							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

Lampiran 13 (Lanjutan)

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Carbon Monoxide (CO) (continued)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He), $M = 4.003$ kg/kmol							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂), $M = 2.016$ kg/kmol							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

Lampiran 13 (Lanjutan)

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hydrogen (H₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N₂), $M = 28.01$ kg/kmol							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.122	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O₂), $M = 32.00$ kg/kmol							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

Lampiran 13 (Lanjutan)

TABLE A.4 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam), $M = 18.02$ kg/kmol							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

^aAdapted from References 8, 14, and 15.

Lampiran 14 Table Constant of Equation for the Tube Banks in Cross Flow

TABLE 7.5 Constants of Equation 7.58 for the tube bank in cross flow [16]

Configuration	$Re_{D,\max}$	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.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Surabaya pada tanggal 10 Juli 1994, dari pasangan Kastamin dan Mistianah. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Tulus Sejati Surabaya, SD Negeri Pacar Kembang I Surabaya, SMP Negeri 37 Surabaya, SMA Negeri 7 Surabaya.

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112 030 075. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama.

Penulis aktif dalam mengikuti berbagai pelatihan *leadership* dan organisasi. Pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: Pra LKMM TD FTI-ITS, LKMM TD FTI-ITS, Medschool 1.0 (*Google Inc.*) BEM ITS, PJTD (Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar), PKTI (Pelatihan Karya Tulis Ilmiah) dan aktif dalam kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa. Organisasi yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin 2014-2015.

Alamat email: andyanidwi@gmail.com

ANALISIS PERPINDAHAN PANAS DI *FINAL SUPERHEATER* PADA BOILER PLTU UNIT 3 PT PJB UP GRESIK

Andyani Dwi Setya (2112030075)

Bidang Studi Konversi Energi, Program Studi D3 Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
Kampus ITS Keputih Sukolilo Surabaya 60111

E-mail: andyanidwi@gmail.com

Abstrak

Dalam suatu sistem PLTU diperlukan sebuah boiler dimana di dalam boiler terdapat tingkatan – tingkatan yang terdiri dari banyak *tube*. Salah satunya adalah *final superheater*. Pada *final superheater* terjadi perpindahan panas secara konveksi dari gas hasil pembakaran bahan bakar ke uap jenuh yang pada akhirnya uap jenuh tersebut diubah menjadi uap panas lanjut. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi ini nantinya akan mendorong sudu – sudu turbin uap sehingga mengakibatkan poros turbin uap berputar. Metode yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas adalah *Log Mean Temperature Difference* (LMTD). Dari hasil perhitungan dan analisis data, diketahui bahwa persentase perbandingan panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas pada *final superheater* adalah 9,826% pada beban minimum, 11,768% pada beban medium dan 15,787% pada beban maksimum.

Kata kunci : Boiler, Laju Perpindahan Panas, LMTD

I. Pendahuluan

Boiler (ketel uap) memiliki peranan yang sangat penting di suatu unit pembangkitan. Hal ini dikarenakan boiler merupakan peralatan utama yang diperlukan dalam sebuah proses konversi energi panas dari bahan bakar menjadi energi kinetik uap yang bertekanan dan bertemperatur tertentu. Energi kinetik uap tersebut digunakan untuk menggerakkan *steam turbine* yang seporos dengan *generator*, sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Oleh karena itu, unjuk kerja dan kemampuan boiler wajib untuk dijaga.

Boiler pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik merupakan peralatan utama dalam memproduksi uap sebagai sumber tenaga untuk melakukan proses pembangkitan energi listrik. Parameter unjuk kerja boiler seperti efisiensi tentu akan menurun bila dilihat dari usia pakainya. Hal ini disebabkan adanya pengaruh *life time* dari mesin, pengoperasian dan pemeliharaan boiler, dan pengaruh banyaknya kerugian panas (*heat loss*). Adanya degradasi pada unjuk kerja boiler tentu menimbulkan kerugian, misalnya dalam hal pemeliharaan. Boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu saja memerlukan biaya pemeliharaan yang cukup banyak. Hal tersebut bisa terjadi karena adanya reparasi dan penggantian komponen pada boiler. Reparasi dan penggantian komponen dilakukan agar boiler dapat kembali ke performa terbaiknya. Peninjauan dari sisi operasional boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu akan dikompensir dengan kinerja yang lebih berat pada peralatan – peralatan pendukung sistem kerja boiler.

Oleh sebab itu, pada tugas akhir ini penulis melakukan evaluasi unjuk kerja boiler dengan melakukan perhitungan perpindahan panas pada *final superheater* boiler PLTU Unit 3 menggunakan metode perhitungan *log mean temperature difference* (LMTD). Sehingga dengan menggunakan metode ini dapat diketahui efisiensi boiler pada efisiensi terbaiknya yang ditinjau dari konsumsi bahan bakar tiap pembebanan. Analisis penyelesaian masalah yang bertujuan untuk mengetahui letak efisiensi tertinggi boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik yang ditinjau dari konsumsi bahan bakar, dan mengetahui upaya – upaya yang dapat dilakukan untuk menjaga *lifetime* boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik.

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas dan tepat pada sasaran, maka pada analisa tugas akhir ini penulis memberikan batasan masalah sebagai berikut:

1. Boiler yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah boiler IHI-FW SR *single drum* tipe pemanas ulang dan sirkulasi alami dengan sistem pembakaran gas (*gas firing*) pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.
2. Bahan bakar boiler yang dibahas pada tugas akhir ini adalah gas alam (*natural gas*).
3. Pengambilan data dilakukan pada Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik, baik pada beban minimum, medium dan maksimum.
4. Perhitungan perpindahan panas menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) yang mengacu pada *Fundamental of Heat and Mass Transfer – Incropera*.
5. Membandingkan konsumsi bahan bakar yang diperlukan boiler Unit 3 pada kondisi beban minimum, medium dan maksimum.

6. Perhitungan perpindahan panas tidak memperhitungkan kerak (*fouling factor*).
7. Aliran di dalam dan luar *tube* dalam kondisi *steady state*.
8. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
9. Hanya menganalisis perpindahan panas dari *exhaust steam secondary superheater*.
10. Analisis perpindahan panas menggunakan metode *log mean temperature difference* (LMTD).
11. Material *final superheater tube* (*Carbon steel: STBA 24*) diasumsikan sebagai *carbon steel: plain carbon*.
12. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
13. Analisis korosi diabaikan.
14. *Pressure drop* diabaikan.

II. Dasar Teori

2.1 Gambaran Umum Superheater

Steam superheater merupakan alat yang digunakan untuk memanaskan lanjut uap saturasi sampai dihasilkan uap yang benar – benar kering (*superheated steam*). Maksud dibuatkannya uap kering adalah agar sudu – sudu tidak terkikis oleh butiran – butiran air yang menyebabkan sudu turbin rusak.

Aliran sirkulasi uap yang terjadi adalah:

- Uap jenuh dari *steam drum* dialirkan ke *primary superheater*.
- Setelah dari *primary superheater*, uap mengalir ke *secondary superheater* yang terletak pada bagian gas sangat panas.
- Kemudian dari *secondary superheater*, uap mengalir ke turbin tekanan tinggi.

Pada beberapa boiler untuk pemanas lanjutnya menggunakan *primary superheater*, *secondary superheater*, dan *final superheater*. Hal ini bertujuan untuk memudahkan pengontrolan temperatur keluarannya, sehingga dapat diperoleh temperatur *mainsteam* yang diinginkan.

2.2 Analisis Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi merupakan salah satu proses perpindahan panas yang cukup rumit karena dipengaruhi oleh banyak faktor. Koefisien konveksi dipengaruhi oleh orientasi arah aliran terhadap objek, dimensi dan bentuk objek, konduktivitas panas lapisan fluida, *density* fluida, viskositas fluida, dan kapasitas panas jenis fluida pada tekanan konstan. Faktor – faktor tersebut dituangkan dalam bilangan Nusselt, bilangan Reynold, dan bilangan Prandtl. Bilangan – bilangan tersebut adalah bilangan tak berdimensi hasil riset mereka khususnya dalam menemukan persamaan empiris untuk memprediksikan koefisien konveksi.

Dalam mendesain suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi, yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran di dalam pipa.

2.2.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir di dalam pipa pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Jenis aliran yang terjadi ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal dimana pada aliran eksternal dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Dalam aliran internal bisa dibagi menjadi 2 jenis aliran yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya. *Reynolds number* untuk aliran dalam pipa digunakan persamaan berikut ini:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_u \cdot D_i}{\mu} \dots \dots \dots (2.1)$$

Keterangan:

V_u : kecepatan aliran fluida di dalam pipa (m/s)

ρ : massa jenis pada kondisi rata – rata ($\frac{kg}{m^3}$)

D_i : diameter dalam (m)

μ : viskositas uap ($\frac{N \cdot s}{m^2}$)

Untuk aliran dalam pipa atau aliran internal aliran turbulen dimulai apabila $Re = 2300$ atau disebut *Reynolds number* kritis.

Dalam aliran turbulen *fully developed*, *Nusselt number* dapat dihitung dengan menggunakan korelasi Dittus – Boelter, yaitu:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

dimana $n = 0,4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$) dengan:

$$T_m = \bar{T}_h - \bar{T}_c \dots \dots \dots (2.3)$$

keterangan:

T_m : beda temperatur rata – rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

\bar{T}_h : temperatur rata – rata fluida panas (K)

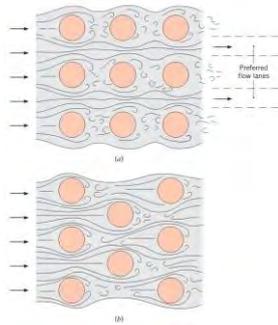
\bar{T}_c : temperatur rata – rata fluida dingin (K)

2.2.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa pada Boiler menyerupai *shell and tube heat exchanger* dianalisis berdasarkan analisis perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah barisan *tube*. Tingkat turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*.

Ada dua jenis susunan tube yang bisa digunakan pada perencanaan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar. Susunan tube jenis *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas

lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.2 Aliran fluida melintasi (a) *Aligned tube banks* dan (b) *Staggered tube banks*
(Sumber: *F.P Incropera: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*)

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak *tube* pada susunannya. Koefisien perpindahan panas untuk susunan *tube* pada baris pertama kurang lebih sama dengan *single tube* pada aliran melintang. Sedangkan pada susunan pipa yang lebih dalam terdapat koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Dalam rata – rata susunan *tube* yang ada, koefisien perpindahan panas memiliki kondisi yang stabil karena itu hanya terdapat sedikit perubahan pada baris di atas baris keempat atau kelima.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata – rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D} \dots \dots \dots (2.4)$$

Jika luasan *tube* tidak bulat atau menggunakan pipa sirip, maka perhitungan harus menggunakan diameter hidrolis. *Nusselt number* dapat dicari dengan 2 rumus di bawah ini tergantung pada besarnya *Reynolds number* dan *Prandtl number* yang terjadi.

$$Nu_{\bar{D}} = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re < 40000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

atau:

$$Nu_{\bar{D}} = C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (2.6)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

dimana:

- h : Koefisien perpindahan panas ($\frac{kJ}{s}$)
- $Nu_{\bar{D}}$: *Nusselt number*
- Re : *Reynolds number*
- Pr : *Prandtl number*
- Pr_s : *Prandtl number* pada temperatur *surface*
- k : Konduktivitas termal ($\frac{W}{m \cdot K}$)
- D_o : Diameter luar *tube* (m)

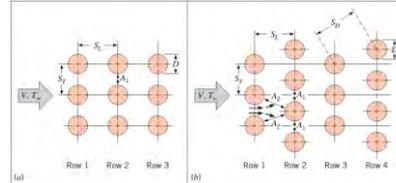
N_L : Jumlah jajaran *tube*

Untuk mendapatkan koefisien di atas maka perlu dihitung terlebih dahulu variabel penyusunnya:

- Bilangan Reynold untuk gas buang dengan V_{gmax} adalah :

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho \cdot V_{gmax} \cdot D_h}{\mu} \dots \dots \dots (2.7)$$

- Besarnya V_{gmax} dapat dihitung dengan persamaan berikut tergantung pada dimana V_{gmax} terjadi. Ada A_1 atau pada A_2 .



Gambar 2.11 Susunan *Tube* (a) *Aligned*, (b) *Staggered*

(Sumber: *F.P Incropera: Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*)

Pada susunan *aligned* kecepatan maksimum terjadi pada A_1 , oleh karena itu V_{gmax} dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{ST - D_o} \times V_g \dots \dots \dots (2.8)$$

Sedangkan untuk susunan *staggred* kecepatan maksimum dapat terjadi di A_1 atau dapat pula terjadi pada A_2 . Dan bila terjadi di A_2 maka:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{2(ST - D_o)} \times V_g \dots \dots \dots (2.9)$$

V_{gmax} terjadi pada A_2 , jika:

$$SD < \frac{ST - D_o}{2} \dots \dots \dots (2.11)$$

$$\left[SL^2 + \left(\frac{ST}{2} \right)^2 \right]^{0,5} < \frac{ST - D_o}{2} \dots \dots \dots (2.12)$$

- Kecepatan gas masuk pada rangkuman pipa yang diukur pada temperatur gas buang masuk

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot D_o \cdot n \cdot L} \dots \dots \dots (2.13)$$

Keterangan:

- \dot{m}_g : laju aliran massa gas buang gas buang ($\frac{kg}{s}$)
- ρ_g : massa jenis gas buang ($\frac{kg}{m^3}$)
- V_{gmax} : Kecepatan maksimum fluida ($\frac{m}{s}$)
- D_h : Diameter hidrolis (m)
- n : banyaknya jumlah pipa dalam satu row/baris
- L : panjang pipa (m)

2.3 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Koefisien ini dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan thermal akibat

konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Secara umum *Overall heat transfer* coefficient dapat dicari dengan rumus berikut:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{tot} \dots \dots \dots (2.14)$$

Tahanan termal total untuk sistem di atas adalah penjumlahan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran di luar silinder.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} \dots \dots \dots (2.15)$$

keterangan:

- U : Overall heat transfer coefficient ($W/m^2 \cdot K$)
- A : Luas total permukaan perpindahan panas (m^2)
- r_o : Jari – jari luar pipa (m)
- r_i : Jari – jari dalam pipa (m)

2.4 Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Untuk mendesain atau menganalisis suatu *heat exchanger* harus memperhatikan *properties* perpindahan panas seperti temperatur *inlet* dan *outlet*, *overall heat transfer coefficient* (U) dan *total surface area* pada *heat exchanger*. Analisis *heat exchanger* didasarkan pada dua asumsi utama, yaitu semua kalor yang dilepas fluida panas diterima seluruhnya oleh fluida dingin dan perpindahan panas antara *heat exchanger* tersebut dan lingkungan seperti energi potensial dan energi kinetik diabaikan (berlaku untuk *steady flow*).

Besarnya kalor yang diterima fluida dingin dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.14)$$

Besarnya kalor yang dilepas fluida panas dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (2.15)$$

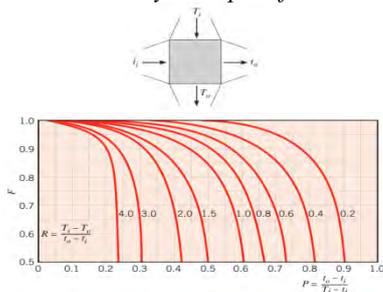
Sehingga laju perpindahan panas yang terjadi pada sebuah *heat exchanger* dapat pula dicari dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots \dots \dots (2.16)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \dots \dots \dots (2.17)$$

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \cdot F \dots \dots \dots (2.18)$$

Dengan nilai F didapat dari gambar faktor koreksi *correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube phases*.

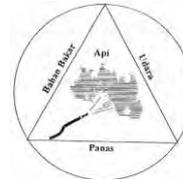


Gambar 2.12 Faktor Koreksi LMTD untuk *Heat Exchanger* Aliran Silang dengan Satu Fluida Bercampur dan yang lain Tidak Bercampur

(Sumber: F.P Incropera: *Introduction to Heat Transfer*, 6th Edition)

2.5 Pembakaran Bahan Bakar

Pembakaran adalah reaksi kimia yang terjadi antara material yang dapat terbakar dengan oksigen pada volume dan temperatur tertentu. Pembakaran akan terjadi bila ada 3 sumber yaitu: bahan bakar, oksigen dan sumber nyala/panas.



Gambar 2.1 Segitiga Pembakaran (Sumber: PLN Udiklat Suralaya, 2008)

Dalam proses pembakaran, unsur – unsur dalam bahan bakar yang dapat membentuk reaksi pembakaran dengan oksigen adalah Carbon, Hidrogen dan Sulfur. Karena itu proses pembakaran bahan bakar tidak lain adalah terbentuknya reaksi pembakaran antara ketiga unsur tersebut dengan oksigen. Reaksi pembakaran untuk ketiga unsur tersebut adalah sebagai berikut :

- Reaksi pembakaran Karbon
 - Pembakaran karbon sempurna
 Karbon + Oksigen \longrightarrow Karbon Dioksida
 $C + O_2 \longrightarrow CO_2$
 (panas yang dihasilkan sebesar $8100 kCal/kg$)
 - Pembakaran karbon sempurna
 Karbon + Oksigen \longrightarrow Karbon Monoksida
 $2 C + O_2 \longrightarrow 2 CO$
 (panas yang dihasilkan sebesar $2370 kCal/kg$)
- Reaksi pembakaran hidrogen
 Hidrogen + Oksigen \longrightarrow Air
 $2 H_2 + O_2 \longrightarrow 2 H_2O$
 (panas yang dihasilkan sebesar $34000 kCal/kg$)
- Reaksi pembakaran Sulfur
 Sulfur + Oksigen \longrightarrow Sulfur Dioksida
 $S + O_2 \longrightarrow SO_2$
 (panas yang dihasilkan sebesar $2500 kCal/kg$)

2.6 Kebutuhan Udara Bahan Bakar

- Pembakaran sempurna karbon (C)
 Karbon + Oksigen \longrightarrow Karbon Dioksida
 $C + O_2 \longrightarrow CO_2$
 $1 \text{ atom } C + 1 \text{ mol } O_2 \longrightarrow 1 \text{ mol } CO_2$
 $12 \text{ kg } C + 32 \text{ kg } O_2 \longrightarrow 44 \text{ kg } CO_2$
 1 kg C memerlukan $= \frac{32}{12} \times kg CO_2 = 2,667 kg O_2$
- Pembakaran sempurna hidrogen (H)
 Hidrogen + Oksigen \longrightarrow Air
 $2 H_2 + O_2 \longrightarrow 2 H_2O$
 $2 \text{ atom } H_2 + 1 \text{ mol } O_2 \longrightarrow 2 \text{ mol } H_2O$
 $4 \text{ kg } H_2 + 32 \text{ kg } O_2 \longrightarrow 36 \text{ kg } H_2O$
 1 kg H_2 memerlukan $= \frac{32}{4} \times kg H_2O = 8 kg O_2$

- Pembakaran sempurna sulfur (S)

$$\begin{aligned} \text{Sulfur} + \text{Oksigen} &\longrightarrow \text{Sulfur Dioksida} \\ \text{S} + \text{O}_2 &\longrightarrow \text{SO}_2 \\ 1 \text{ atom S} + 1 \text{ mol O}_2 &\longrightarrow 1 \text{ mol SO}_2 \\ 32 \text{ kg S} + 32 \text{ kg O}_2 &\longrightarrow 64 \text{ kg CO}_2 \\ 1 \text{ kg S memerlukan} &= \frac{32}{32} \times \text{kg SO}_2 = 1 \text{ kg O}_2 \end{aligned}$$

Kebutuhan O₂ teoritis adalah jumlah O₂ teoritis yang diperlukan oleh karbon, O₂ teoritis yang diperlukan oleh hidrogen dan O₂ teoritis yang diperlukan oleh sulfur.

$$O_2 \text{ teoritis} = (2,667 C + 8 H + S) \text{ kg} \dots (2.16)$$

Tetapi biasanya didalam bahan bakar juga terdapat sedikit oksigen dan dianggap akan bereaksi dengan hidrogen dalam bahan bakar tersebut. Karena itu hidrogen yang bereaksi dengan oksigen yang berasal dari udara akan berkurang sebanyak $\frac{O}{8}$, sehingga kebutuhan oksigen teoritis total menjadi:

$$O_2 \text{ teoritis} = \left[2,667 C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots \dots \dots (2.17)$$

Karena 100 kg udara mengandung 23,2 kg O₂, maka 1 kg oksigen dikandung dalam 4,31034 kg_{udara}, sehingga kebutuhan udara teoritis (TA) dapat dihitung dengan persamaan:

$$TA = \left[2,667 C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots (2.18)$$

dimana:

- C : % karbon per kg bahan bakar
- H : % hidrogen per kg bahan bakar
- O : % oksigen per kg bahan bakar
- S : % sulfur per kg bahan bakar

2.7 Kebutuhan Udara Lebih (*excess air*)

Dalam prakteknya, pembakaran sempurna dengan udara teoritis, sangat sulit dicapai karena pada kenyataannya, disebabkan oleh beberapa faktor bahwa tidak semua oksigen dapat bertemu dan bereaksi dengan unsur – unsur dalam bahan bakar. Karena itu, untuk menjamin terlaksananya proses pembakaran sempurna, maka diberikan sejumlah udara lebih (*excess air*).

Excess air dapat diketahui dengan rumus:

$$\% EA = \frac{AA - TA}{TA} \times 100\% \dots \dots \dots (2.19)$$

atau jika kadar CO₂ dalam flue gas dapat terdeteksi, maka *excess air* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\% EA = \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100 \% \dots \dots \dots (2.20)$$

dimana:

$$AA = TA \times \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} \right] \dots \dots \dots (2.21)$$

$$\% \text{ vol } CO_2 \text{ teoritis} = \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.40)$$

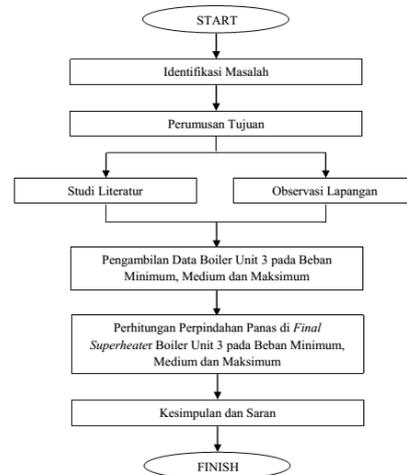
Keterangan:

- EA : *excess air* (kebutuhan udara lebih)
- AA : *actual air* (udara sebenarnya)

TA : *theoretical air* (kebutuhan udara teoritis)

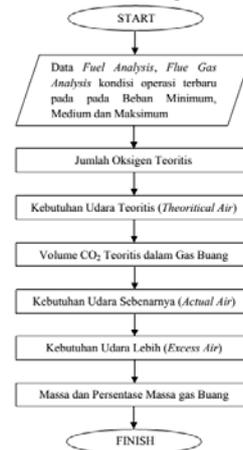
III. METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir



Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Diagram Alir Perhitungan TPBB



Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan TPBB

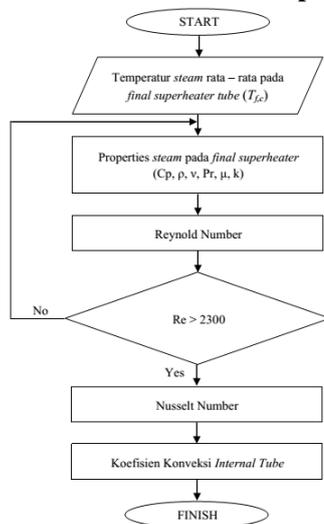
3.2.1 Penjelasan Perhitungan TPBB

Adapun langkah – langkah perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan udara lebih, antara lain:

1. Data *Fuel Analysis, Flue Gas Analysis* kondisi operasi terbaru pada beban minimum, medium dan maksimum didapat dari Randal dan CCR PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik
2. Perhitungan stokiometri udara yang dibutuhkan untuk pembakaran *natural gas* dengan asumsi pembakaran sempurna.
3. Selanjutnya melakukan perhitungan untuk memperoleh oksigen teoritis yang digunakan untuk mencari udara teoritis.
4. Langkah selanjutnya menghitung udara teoritis yang dibutuhkan.
5. Setelah mengetahui udara teoritis yang dibutuhkan selanjutnya menghitung CO₂ teoritis dalam gas buang.

- Selanjutnya melakukan perhitungan untuk mencari persentase *excess air* yang digunakan untuk menghitung banyaknya udara sebenarnya.
- Langkah selanjutnya adalah menghitung besarnya udara sebenarnya (*actual air*) yang dibutuhkan dalam proses pembakaran.
- Setelah mengetahui *actual air*, selanjutnya melakukan perhitungan untuk mencari besarnya udara lebih yang diperlukan (*excess air*).
- Tahap terakhir dari perhitungan teori pembakaran bahan bakar adalah massa dan persentase massa gas buang.

3.3 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam dan di Luar Pipa



Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa

3.4 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam dan di Luar Pipa

Pada sisi *internal flow* maupun yang *external flow*, input yang diperlukan adalah dimensi aktual pipa yang digunakan. Dimensi yang dimaksudkan adalah diameter *inlet* dan diameter *outlet*, dan panjang pipa.

Dalam menghitung perpindahan panas di dalam pipa, yang harus dihitung adalah:

- Temperatur bagian uap rata – rata yang didapatkan dari temperatur rata – rata uap masuk dan keluar.
- Mencari *properties* uap pada tabel sifat – sifat uap dengan input temperatur yang telah diketahui. *Properties* yang diperlukan adalah C_p, ρ, v, Pr, μ , dan k .
- Setelah mengetahui *properties* maka dilanjutkan dengan menghitung *Reynold Number*. Batas yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah ($Re > 2300$) termasuk aliran turbulen.

4. Dilanjutkan dengan menghitung besarnya *Nusselt Number* yang digunakan untuk menghitung koefisien konveksi di dalam pipa.

5. Tahap terakhir dari perhitungan perpindahan panas di dalam pipa adalah menghitung koefisien konveksi di dalam pipa.

Dalam menghitung perpindahan panas di luar pipa, yang harus dihitung adalah:

- Mencari *properties flue gas* pada tabel perpindahan panas dengan cara memperhitungkan presentase massa masing masing gas yang terkandung dalam *flue gas* dengan *input* temperatur yang telah diketahui. *Properties* yang diperlukan adalah C_p, ρ, v, Pr, μ , dan k .
- Langkah selanjutnya adalah menghitung temperatur *flue gas* keluar dengan hukum kekekalan massa.
- Setelah mengetahui *properties* yang diperlukan, maka dilanjutkan dengan menghitung kecepatan *flue gas* yang masuk dalam *tube banks*.
- Langkah selanjutnya yaitu menghitung kecepatan *flue gas* maksimal yang ada di luar pipa berdasarkan susunan pipa (*aligned* dan *staggered*) dan mencari kecepatan gas buang maksimal berdasarkan lokasi terjadinya (A_1 atau A_2).
- Setelah kecepatan *flue gas* maksimal maka dilanjutkan dengan menghitung *Reynold Number*.
- Dilanjutkan dengan menghitung besarnya Pr pada permukaan pipa (Pr_s) yang digunakan untuk menghitung *Nusselt Number*.
- Tahap terakhir dari perhitungan perpindahan panas di luar pipa adalah menghitung koefisien konveksi di luar pipa.

IV. Analisis Data dan Perhitungan

Tabel 4.1 Spesifikasi *Size Final Superheater Tube* PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Dimensi	Units
1	Diameter Luar (D_o)	0,0381	m
2	Diameter Dalam (D_i)	0,0303	m
3	ST	0,189	m
4	Panjang pipa (L_{tube})	25,515	m
5	Laluan	6	
6	Banyak pipa (N_L)	399	

Tabel 4.2 Spesifikasi *Design Boiler* PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Dimensi	Units
1	Lebar daerah <i>cross section flue gas</i> (L_{cs})	4,2525	m
2	Panjang daerah <i>cross section flue gas</i> (P_{cs})	11,0515	m

Tabel 4.3 Data Analisis Bahan Bakar Boiler Unit PLTU Unit 3

No.	Kandungan	Operasi	Units
1	Nitrogen (N)	0,941	% by wt
2	Carbon (C)	71,825	% by wt
3	Hydrogen (H)	24,113	% by wt
4	Sulphur (S)	0	% by wt
5	Oxygen (O)	0	% by wt
6	Moisture (M)	0	% by wt
7	High Heating Value (HHV)	12623,877	$\frac{\text{kCal}}{\text{kg}}$
8	Specific Gravity of Natural Gas (SG)	0,59809	

Tabel 4.4 Analisis Gas Buang Rata-Rata pada Economizer Outlet 3

No	Kandungan	Operasi	Units
1	Carbon dioxide (CO ₂)	9,775	% by vol
2	Oxygen (O ₂)	3,525	% by vol
3	Carbon monoxide (CO)	0,00	% by vol
4	Nitrogen (N ₂)	86,55	% by vol

Tabel 4.5 Analisis Gas Buang pada Air Heater Outlet 4

No	Kandungan	Operasi	Units
1	Carbon dioxide (CO ₂)	7,70	% by vol
2	Oxygen (O ₂)	7,30	% by vol
3	Carbon monoxide (CO)	0,00	% by vol
4	Nitrogen (N ₂)	85,00	% by vol

Tabel 4.6 Data Uap pada Final Superheater Boiler PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Operasi	Units
1	Temperatur <i>steam</i> masuk rata – rata ($T_{c,i}$)	432,5453	°C
2	Temperatur <i>steam</i> keluar rata – rata ($T_{c,o}$)	534,0942	°C
3	Laju aliran massa <i>steam</i> (\dot{m}_c)	259,784	T/H

Tabel 4.7 Data Flue Gas pada Final Superheater Boiler PLTU Unit 3

No.	Keterangan	Operasi	Units
1	Temperatur <i>flue gas</i> masuk ($T_{h,i}$)	960	°C
2	Laju aliran massa <i>flue gas</i> (\dot{m}_h)	389000	T/H

4.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)

1) *Properties Steam*

$$Cp_c = 3,18293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_c = 58,14602 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Pr_c = 1,07893$$

$$k_c = 83,71716 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_c = 28,74618 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

2) Perhitungan Reynold Number (Re)

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot N_L \cdot D_i \cdot \mu_c}$$

$$= \frac{4 \cdot 297,259 \frac{\text{T}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{T}}}{\pi \cdot 399 \cdot 0,0303 \text{ m} \cdot 28,74618 \times 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$= 302668,5017$$

3) Perhitungan Nusselt Number (Nu)

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,4} \cdot Pr_c^{0,4}$$

$$= 0,023 \cdot 302668,5017^{0,4} \cdot 1,01126^{0,4}$$

$$= 575,04043$$

4) Perhitungan koefisien perpindahan panas di dalam pipa (h_i)

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k_c}{D_i}$$

$$= \frac{575,04043 \cdot 83,74616 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0,0303 \text{ m}}$$

$$= 1588,80371 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

4.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Pipa (h_o)

1) *Properties Flue Gas*

$$Cp_h = 1,28041 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_h = 0,35513 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Pr_h = 0,74868$$

$$k_h = 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_h = 397,91182 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

2) Perhitungan Reynold Number (Re)

$$V_g = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot A_{\text{cross section}}}$$

$$= \frac{389000 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600 \text{ s}}}{0,35513 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 11,0515 \text{ m} \cdot 4,2525 \text{ m}}$$

$$= 6,47424 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah diketahui nilai V_g , maka substitusikan nilai V_g tersebut pada persamaan:

$$V_{g \max} = \frac{ST}{ST - D_o} \times V_g$$

$$= \frac{0,189 \text{ m}}{0,189 \text{ m} - 0,0381 \text{ m}} \times 6,47424 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$= 8,10889 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah diketahui nilai $V_{g \max}$, nilai $Re_{D \max}$ dapat dihitung dengan persamaan:

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho_h \cdot V_{g \max} \cdot D_o}{\mu_h}$$

$$= \frac{0,35513 \frac{kg}{m^3} \cdot 8,10889 \frac{m}{s} \cdot 0,0381 m}{397,91183 \cdot 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$= 2757,35223$$

3) Perhitungan Beban Panas per Tube (q_i)

$$q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$= 297,259 \frac{T}{H} \cdot \frac{1000 kg}{T} \cdot 3,1829 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (807,0942 - 705,54533) K$$

$$= 26689,14728 kW$$

$$= 26689147,28 W$$

Maka beban panas tiap tube dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_t = \frac{q}{N_T}$$

$$= \frac{26689147,28 W}{399}$$

$$= 66890,09344 W$$

$$= 66,89009 kW$$

4) Perhitungan Nusselt Number (Nu)

$$Nu_D = C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 0,27 \cdot 2757,35223^{0,63} \cdot (0,74868)^{0,36} \cdot \left(\frac{0,74868}{0,77568}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 35,46298$$

5) Perhitungan koefisien perpindahan panas di luar pipa (h_o)

$$h_o = \frac{Nu_D \cdot k_g}{D_o}$$

$$= \frac{35,46298 \cdot 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,0381 m}$$

$$= 62,13888 W/m^2 \cdot K$$

4.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (U)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{62,13888 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{1588,80371 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$U = 59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.4 Perhitungan Log Mean Temperature Difference (ΔT_{lm})

$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \cdot F$
 $\Delta T_{lm,CF}$ dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$= \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,o})}}$$

$$= \frac{(1040,09695 - 705,54533) - (1233 - 807,09421)}{\ln \frac{(1040,09695 - 705,54533)}{(1233 - 807,09421)}}$$

$$= 378,39254 K$$

Faktor koreksi (F) dapat dicari melalui gambar *correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and unmixed* dari buku *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition*. Untuk mendapatkan nilai F maka langkah pertama yang harus dilakukan adalah menghitung nilai P dan R .

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

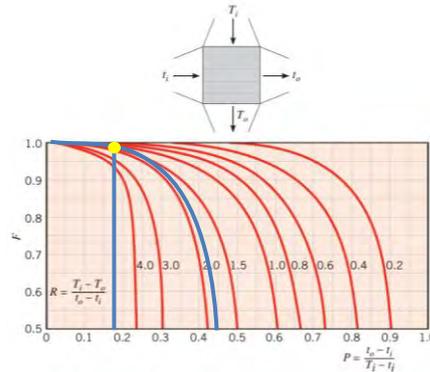
$$P = \frac{807,0942 - 705,54533}{1233 - 705,54533}$$

$$P = 0,19253$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

$$R = \frac{1233 - 1040,09695}{807,0942 - 705,54533}$$

$$R = 1,89961$$



Gambar 4.1 Nilai Faktor Koreksi LMTD untuk Heat Exchanger pada beban minimum

Dari gambar 4.1 diperoleh nilai $F = 0,98$ maka:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF}$$

$$\Delta T_{lm} = 0,98 \cdot 378,39254 K$$

$$\Delta T_{lm} = 370,82469 K$$

4.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)

Laju perpindahan panas pada tiap tube pada final superheater dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_{tube} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

$$= U \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot \Delta T_{lm}$$

$$= 59,80007 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,0381 m \cdot 25,515 m \cdot 370,82469 K$$

$$= 67689,75891 W$$

$$= 67,68976 kW$$

Sedangkan laju perpindahan panas pada final superheater tube secara keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_{FSH} = q_{tube} \cdot N_L$$

$$= 67,68976 kW \cdot 399$$

$$= 27008,06244 kW$$

4.6 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater* (q_{FSH})

- 1) Perhitungan Massa Jenis Bahan Bakar (ρ_{bb})

$$\begin{aligned}\rho_{bb} &= SG_{bb} \cdot \rho_{air} \\ &= 0,59808 \cdot 1,23 \frac{kg}{m^3} \\ &= 0,73432 \frac{kg}{m^3}\end{aligned}$$

- 2) Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar (\dot{m}_{bb})

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \cdot \rho_{bb} \\ &= 24186,97461 \frac{Nm^3}{h} \cdot 0,73432 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{37,3248 scf}{Nm^3} \cdot \frac{m^3}{35,3147 ft^3} \cdot \frac{h}{3600 s} \\ &= 5,20036 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

- 3) Perhitungan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb})

$$\begin{aligned}q_{bb} &= \dot{m}_{bb} \cdot HHV \\ &= 5,20036 \frac{kg}{s} \cdot 12623,87683 \frac{kCal}{kg} \\ &= 65648,75891 \frac{kCal}{s} \cdot \frac{4,1868 J}{Cal} \cdot \frac{1 kJ}{1000 J} \cdot \frac{1000 kCal}{1 Cal} \\ &= 274858,2238 kW\end{aligned}$$

- 4) Perhitungan Persentase Perbandingan q_{bb} dan q_{FSH} (% q)

$$\begin{aligned}\% q &= \frac{q}{q_{bb}} \times 100\% \\ \% q &= \frac{27008,06244 kW}{274858,2238 kW} \times 100\% \\ \% q &= 9,82618 \%\end{aligned}$$

4.7 Hasil Perhitungan Perpindahan Panas pada Pembebanan Medium dan Beban Maksimum

Dengan melakukan langkah – langkah perhitungan yang sama dengan pembebanan minimum, pada pembebanan Medium dan pembebanan maksimum didapatkan:

Tabel 4.8 Hasil Perhitungan pada Pembebanan Medium dan Maksimum

Keterangan	Pembebanan		Units
	Medium	Maksimum	
\dot{m}_{bb}	7,4055	9,01619	$\frac{kg}{s}$
q_{bb}	391407,9	476538,3837	kW
% q	11,76786	15,78687	%



Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater*

V. KESIMPULAN

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa data didapatkan:

- Persentase q minimum terletak pada *generator load* 103,582 MW sebesar 9,826 %
- Persentase q medium terletak pada *generator load* 149,809 MW sebesar 11,769 %
- Persentase q maksimum terletak pada *generator load* 184,951 MW sebesar 15,787 %

2. Persentase tertinggi dari perbandingan panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar dengan panas yang diserap *final superheater* terletak pada beban maksimum. Jika persentasenya melebihi nilai tersebut, maka bisa mengakibatkan kerusakan pada material *tube*.

Semakin besar pembebanannya maka laju aliran massa bahan bakar juga semakin tinggi. Dengan kata lain, besarnya penyerapan panas pada *final superheater tube* bergantung pada besarnya laju aliran massa bahan bakar.

Acknowledgement

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, petunjuk, dan rizkinya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak – pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini antara lain:

1. Bapak Giri Nugroho ST, MSc selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu-ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT, selaku Ketua Program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Terimakasih atas segala bantuan dan motivasinya.
3. Tim dosen penguji (Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT, Ibu Ir. Sri Bangun Setyawati, MT dan Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT) yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam proses perbaikan tugas akhir.
4. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator tugas akhir program studi D3 Teknik Mesin.
5. Bapak Ir. Arino Anzip, M. Eng, Sc. Selaku dosen wali yang selalu memberi motivasi kepada penulis.

- Ibu Mistianah dan Bapak Kastamin, orang tua penulis yang tidak pernah berhenti berdoa, dan selalu memberikan dukungan serta nasehat agar berusaha dan pantang menyerah. Terimakasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
- Andyni Setya dan Atika Tri Antari, kakak dan adik penulis terimakasih atas dukungan, motivasi dan doa yang telah diberikan kepada penulis.
- Bapak dan Ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama masa perkuliahan.
- Bapak Kurniawan Dwi H selaku pembimbing di PLTU PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas waktu, bimbingan, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
- Bapak Ali Harijono selaku pihak SDM di PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas kerjasama dan segala waktu yang telah diberikan kepada penulis.
- Bapak Rahman dan Bapak Ismail selaku staff RENTAL Operation PLTU. Terima kasih atas segala waktu, bimbingan, kerjasama, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
- Putri Rana Dewanti, Dedy Dwi Rahmadi, dan Hanif Farras selaku *partner* tugas akhir yang sudah saling mendukung satu sama lain.
- Teman – teman Angkatan 2012 yang telah memberikan semangat, kerjasama, dan bantuan yang sangat berharga.
- Seluruh Civitas Akademik D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Daftar Pustaka

Djokosetyardjo, M.J. 2003. “*Ketel Uap*”. Jakarta: Pradnya Paramitha.

Fox, Robert W., McDonald, Alan T, Prichard, Philip J. 2011. “*Introduction to Fluid Mechanics*”, 8th edition. Danvers: John Wiley & Sons, Inc.

Incropera, Frank P., Bregman Theodore L., Lavine Andrinne S., Dewitt David P. 2011. “*Fundamental of Heat amd Mass Transfer*”, 7th edition. United State of America: John Wiley & Sons, Inc.

Incropera, Frank P. Bregman Theodore L, Lavine Andrinne S, Dewitt David P. 2011. “*Introduction to Heat Transfer, Sixth Edition*”. United State of America: John Willey & Sons, Inc.

J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006. “*Fundamental of Engineering Thermodynamics*”, 5th edition. New York: John Wiley & Sons, Inc.

UNEP. 2008. “*Boiler & Pemanas Fluida Thermis*”. United Nation Environment Program.

Lampiran

Tables of the properties of steam are taken directly from Chapter 5.5.3 of the Heat Exchanger Design Handbook, 1986, by C. F. Beaton.

50 bar					100 bar (i.e. = 101.011 bar)						
t (°C)	v (10 ⁻³)	u	h	s	t (°C)	v (10 ⁻³)	u	h	s		
780	0823	10300	4099.1	9998.0	780.00	135	1.06878	955.65	574.26	836.57	1.67978
800	0818	10189	4137.0	5686.3	77438	140	1.07734	951.33	585.53	584.80	1.52847
850	08243	8716	4257.3	9329.9	78396	145	1.09388	928.90	616.85	600.08	1.76079
900	10768	9287	4379.4	5841.0	79308	150	1.06610	922.38	636.28	627.41	1.63827
950	11242	10090	4502.7	3080.0	80267	155	1.08063	917.74	659.09	648.78	1.68106
1000	11715	8536	4627.4	4031.7	81226	160	1.09528	913.00	681.10	670.24	1.69182
1100	13036	7961	4881.1	4368.5	83583	165	1.01117	908.16	702.78	691.74	1.68142
1200	13584	7356	5140.2	4860.5	85365	170	1.07019	903.26	724.39	713.31	1.67001
1300	14829	6883	5402.5	4678.1	87101	175	1.11742	898.14	746.09	734.56	1.67952
1400	18442	6466	5673.8	4993.8	88760	180	1.11800	892.96	767.88	756.08	1.67956
1500	18483	6100	6042.7	5138.1	90330	185	1.13340	887.66	789.74	778.44	1.67953
1600	17824	5722	6223.9	4388.7	91836	190	1.14904	876.70	815.76	802.37	1.67950
1700	18333	5470	6507.0	5893.3	93483	200	1.14906	871.07	853.91	848.43	1.67956
1800	19181	52134	6791.6	5834.9	95180	205	1.15976	865.25	878.18	868.63	1.68088
1900	19109	49729	7082.6	6072.2	96817	210	1.16175	859.29	900.07	888.84	1.68106
2000	24637	47388	7387.8	6821.0	98411	215	1.17208	853.25	924.08	911.07	1.68106
220	1.08068	848.07	618.78	673.08	220	1.18068	848.07	618.78	673.08	220	1.18068
230	1.08068	848.07	618.78	673.08	230	1.18068	848.07	618.78	673.08	230	1.18068
240	1.08068	848.07	618.78	673.08	240	1.18068	848.07	618.78	673.08	240	1.18068
250	1.08068	848.07	618.78	673.08	250	1.18068	848.07	618.78	673.08	250	1.18068

Tabel A-4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure* pada Appendix A buku *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by Incropera.*

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.1 Continued

T (K)	ρ (kg/m ³)	c _p (kJ/kg·K)	μ · 10 ⁷ (N·s/m ²)	ν · 10 ⁶ (m ² /s)	k · 10 ³ (W/m·K)	α · 10 ⁶ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂), <i>t</i> = 44.01 kg/kmol							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO), <i>t</i> = 28.01 kg/kmol							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5541	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.5	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7485	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

Tugas Akhir – TM 145502
ANALISIS PERPINDAHAN PANAS
FINAL SUPERHEATER
PLTU UNIT 3 PT PJB UP GRESIK

DISUSUN OLEH:

Andyani Dwi Setya

2112030075

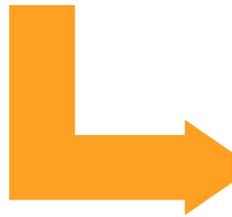
Dosen Pembimbing:

Giri Nugroho, ST, MSc.

Program Studi D3 Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

LATAR BELAKANG

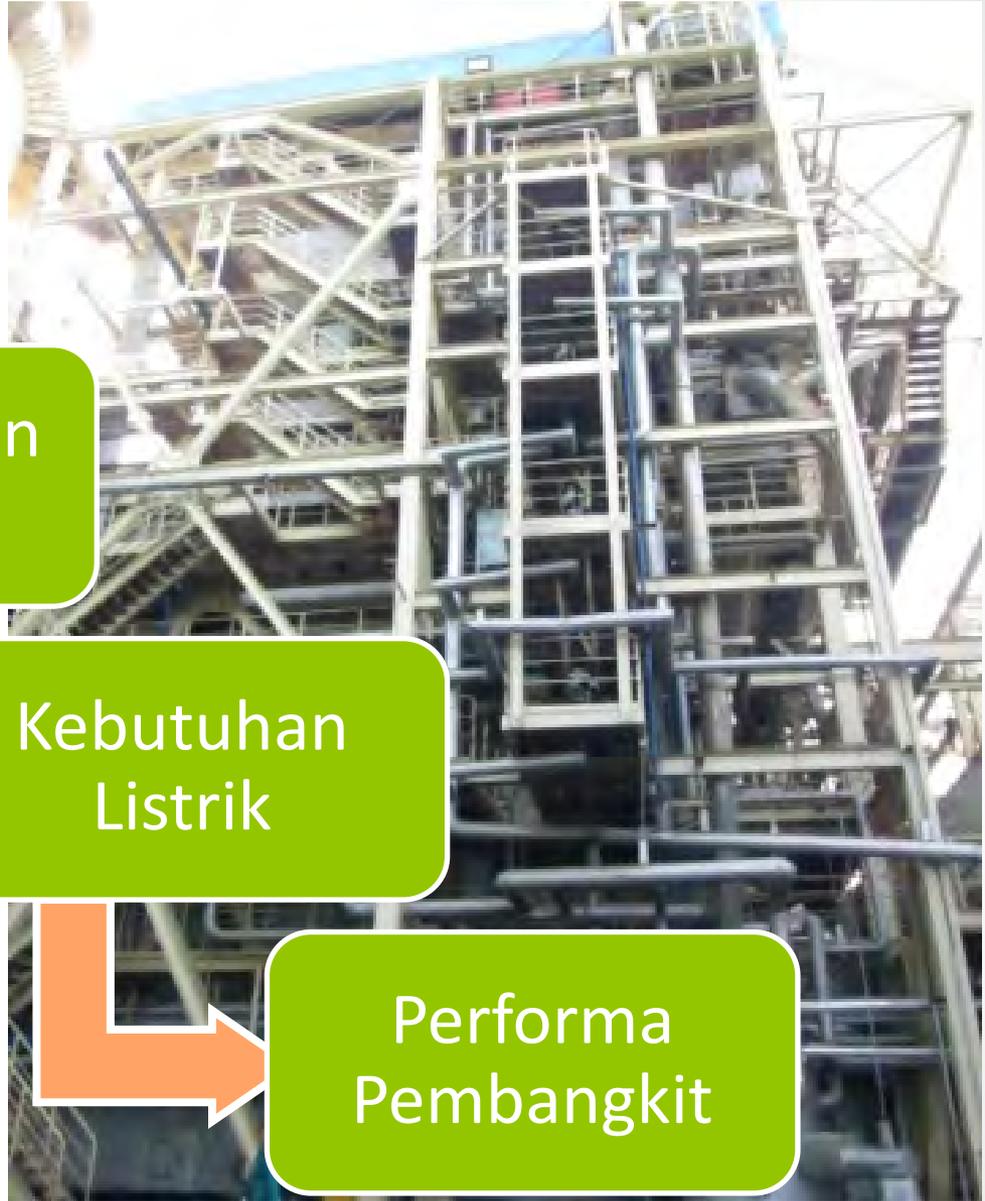
Pertumbuhan
Penduduk



Kebutuhan
Listrik



Performa
Pembangkit



RUMUSAN MASALAH

Berapa besar laju perpindahan panas pada final superheater?

Berapa persentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar dengan penyerapan panas pada *final superheater*?

TUJUAN PENELITIAN

Laju perpindahan panas (q) pada *final superheater tube*.

Besar perbandingan antara panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas *final superheater tube* (q).

BATASAN MASALAH

- Boiler yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah boiler IHI-FW SR *single drum* tipe pemanas ulang dan sirkulasi alami dengan sistem pembakaran gas (*gas firing*) pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.
- Bahan bakar boiler yang dibahas pada tugas akhir ini adalah gas alam (*natural gas*).
- Pengambilan data dilakukan pada Boiler PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik, baik pada beban 55%, 80% dan beban maksimum.
- Perhitungan perpindahan panas menggunakan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD)
- Perhitungan perpindahan panas tidak memperhitungkan kerak (*fouling factor*).
- Kondisi aliran di dalam dan luar *tube* adalah *steady state*.
- Material Final Superheater (*Carbon steel*: STBA 24) diasumsikan sebagai *carbon steel: plain carbon*.
- Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
- Analisis korosi, Pressure drop, Perubahan Energi Kinetik dan Potensial diabaikan.

METODOLOGI PENELITIAN

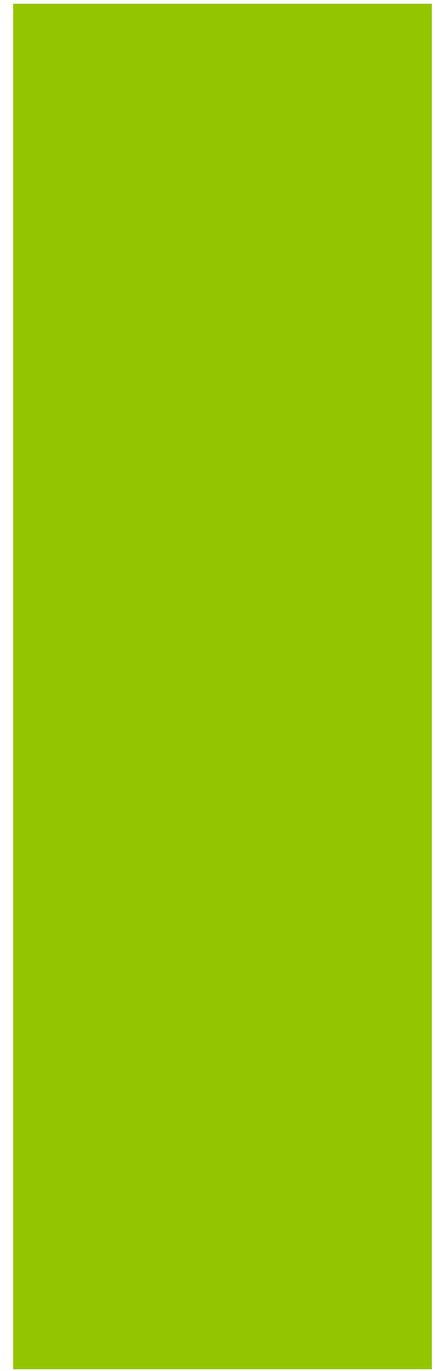
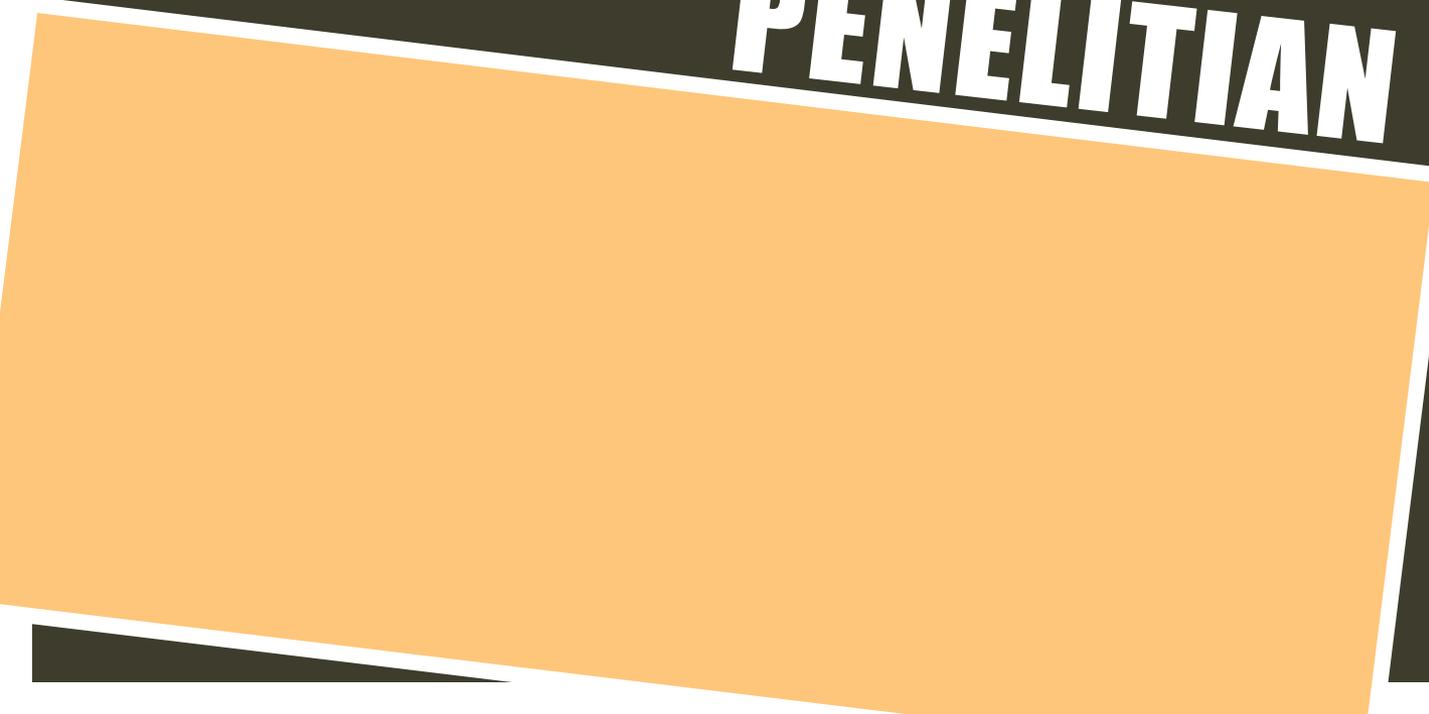


Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

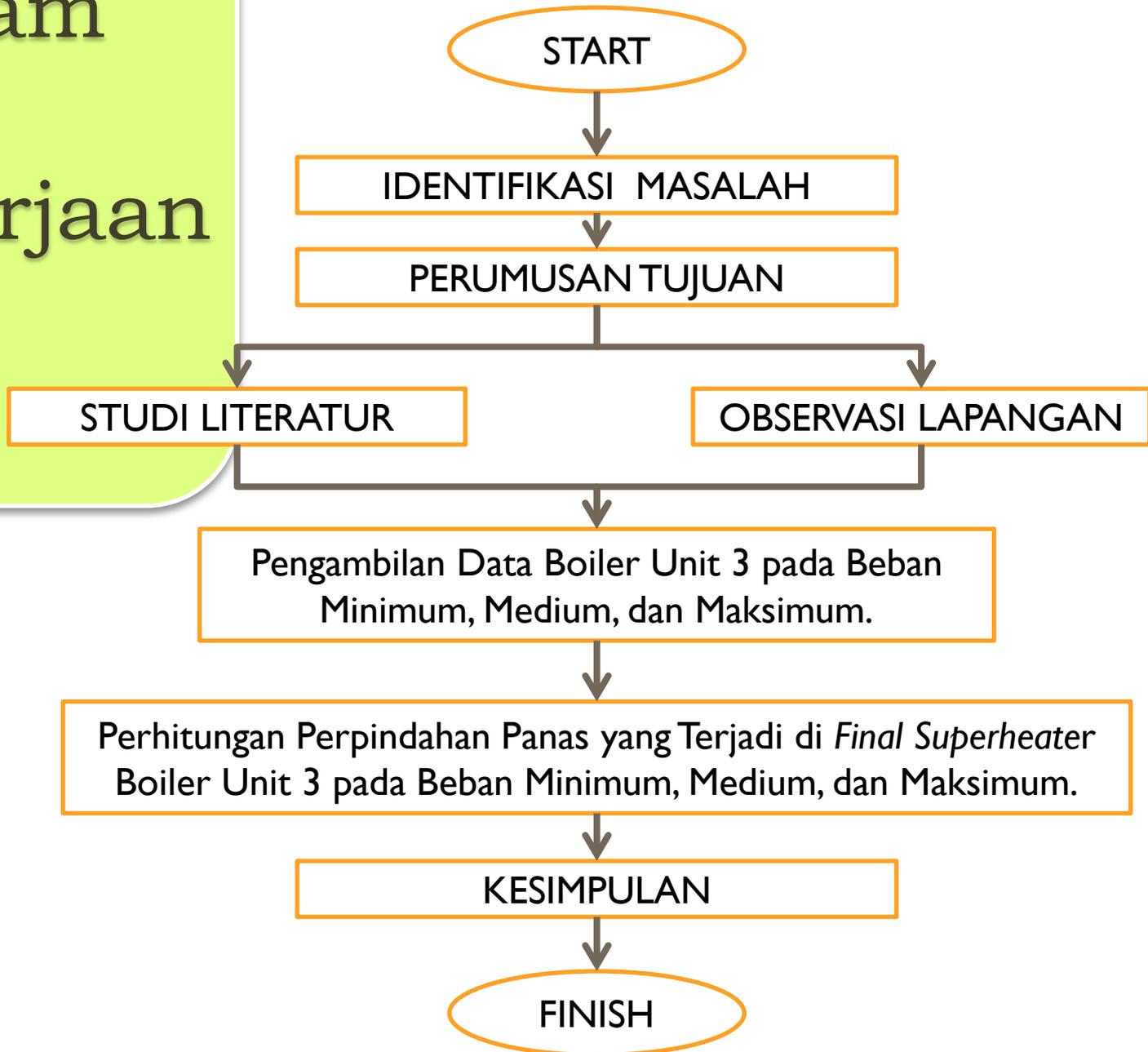


Diagram Alir Perhitungan Teori Pembakaran Bahan Bakar

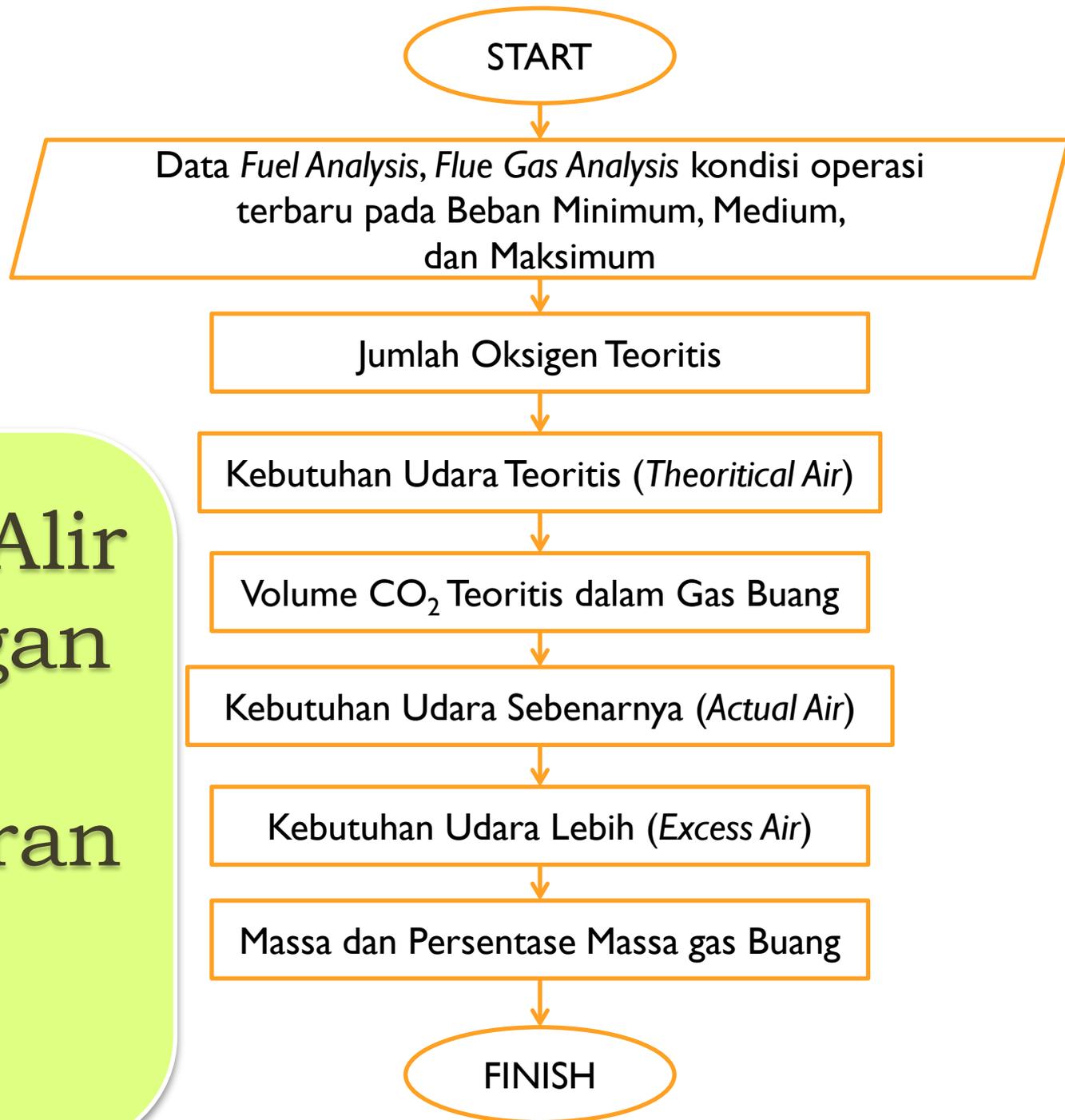


Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa

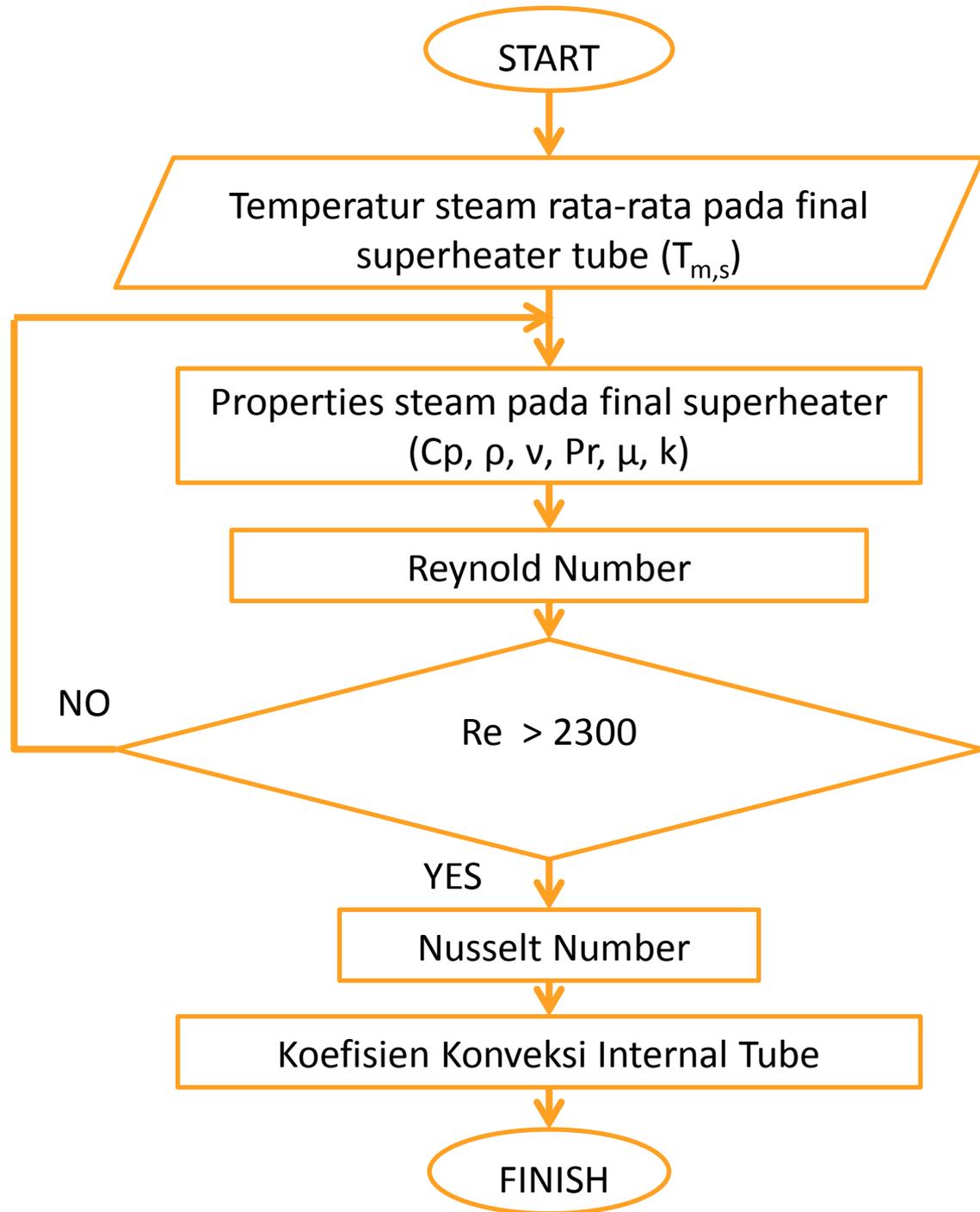
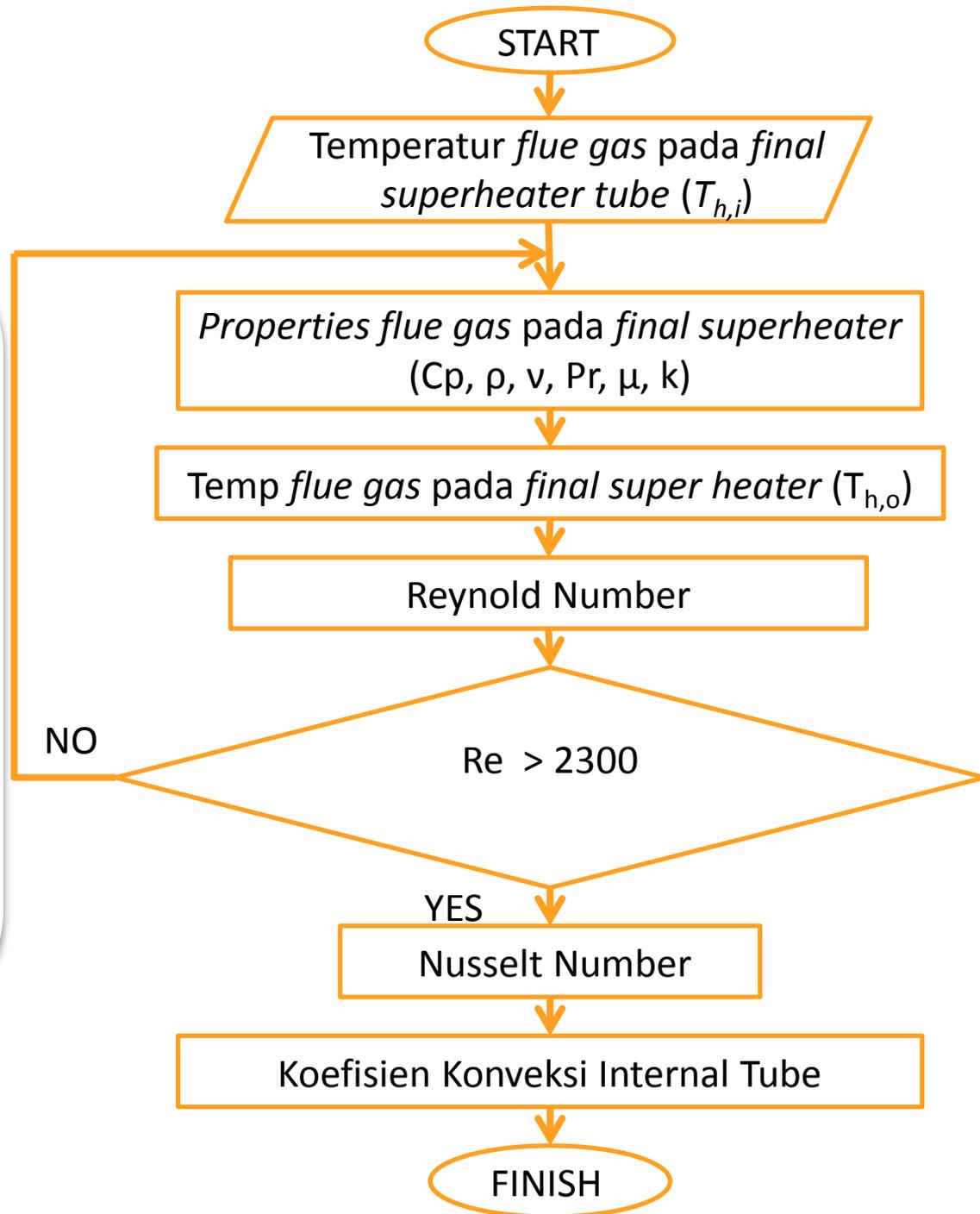


Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa



ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Data-Data yang Didapat

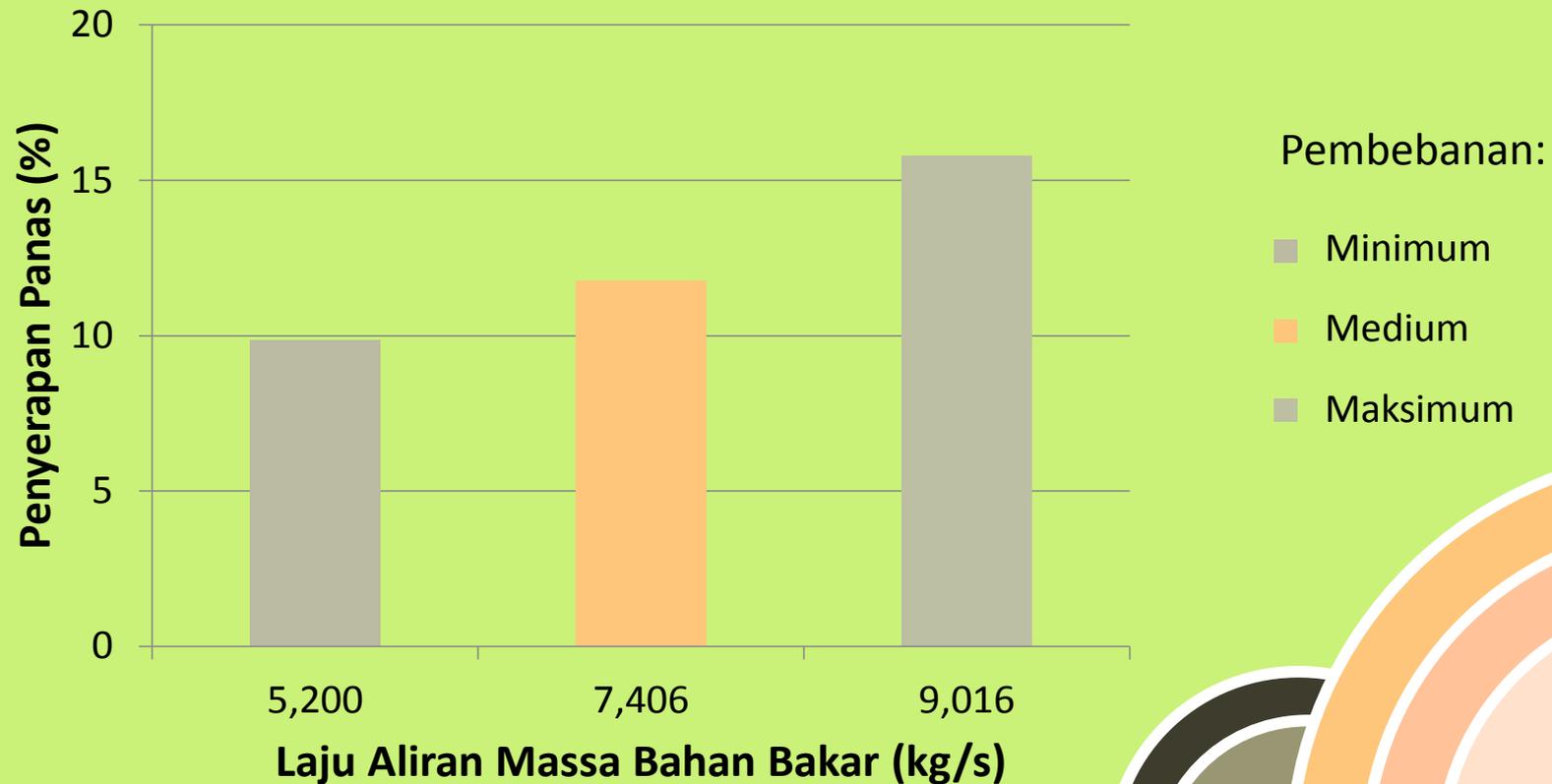
Description	Units	01/02/2015 20:00	02/02/2015 16:00	11/02/2015 18:00
GENERATOR LOAD	MW	103,5815582	149,8087463	184,9514008
A-FINAL SUPERHEATER INLET TEMP	°C	434,9755554	431,850647	427,5682373
B-FINAL SUPERHEATER INLET TEMP	°C	430,1151123	438,2745056	441,8300476
A-FINAL SUPERHEATER OUTLET TEMP	°C	539,3206177	539,5899658	539,6373291
B-FINAL SUPERHEATER OUTLET TEMP	°C	528,8677979	540,7663574	539,7921143
MAIN STEAM TEMP (BOILER OUTLET)	°C	535,6633301	540,8916016	540,8095703
MAIN STEAM FLOW	T/H	297,2590027	415,8655396	515,3304443
BURNER FUEL GAS FLOW	Nm ³ /H	24186,97461	34443,11328	41934,42578
BURNER FUEL GAS PRESSURE	kg/cm ² g	1,723632813	1,724609375	2,287695408
FLUE GAS FLOW (AIR PREHEATER OUTLET)	kg/H	389000	524800	737500
FURNACE OUTLET (FLUE GAS TEMP INLET)	°C	960	1068	1185

Hasil Perhitungan

Description	Units	01/02/2015 20:00	02/02/2015 16:00	11/02/2015 18:00
Re_D		302668,5017	420869,0208	521837,1844
Nu_D		575,0404279	746,468791	886,8250552
h_i	W/m ² K	1588,803711	2065,44363	2453,394043
$T_{h,o}$	K	1040,096952	1147,437182	1290,636986
$Re_{D \max}$		2757,35223	3239,043003	4297,39701
Nu_D		35,46297741	39,26392065	46,67885786
h_o	W/m ² K	62,13887985	83,24710752	107,2128118
ΔT_{lm}	K	370,8246903	472,6022202	601,3120407
U	W/m ² K	59,80007025	80,02185002	102,7238029
$q_{\text{per tube}}$	kW	67689,37955	115439,5278	188547,6767
q_{FSH}	kW	27008062,44	46060371,59	75230523
% q	%	9,826179499	11,76786968	15,78687585

Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar dengan Penyerapan Panas pada *Final Superheater*

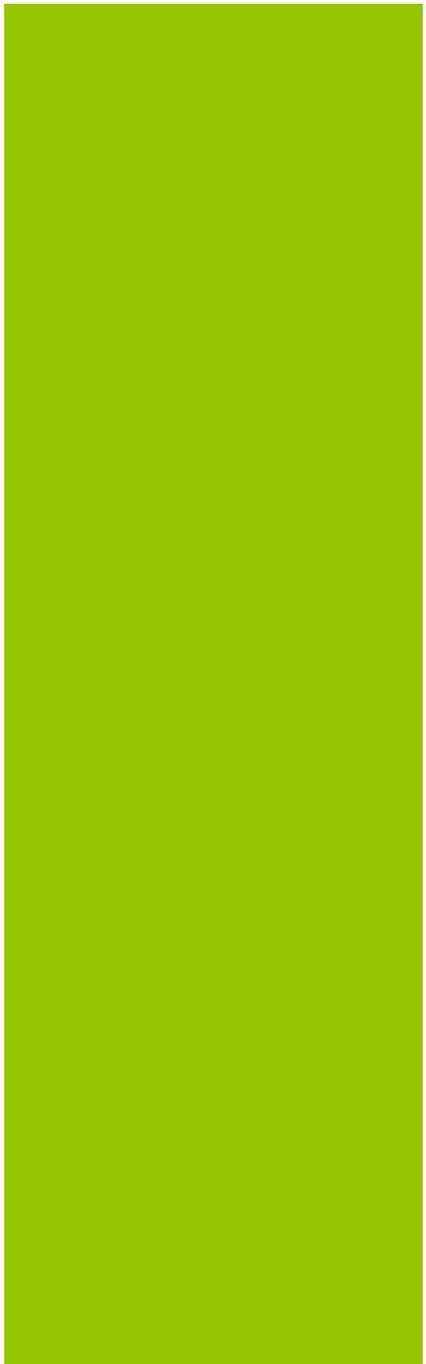
Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar dengan Penyerapan Panas pada Final Superheater



Semakin besar pembebanannya maka laju aliran massa bahan bakar juga semakin tinggi. Dengan kata lain, besarnya penyerapan panas pada *final superheater tube* bergantung pada besarnya laju aliran massa bahan bakar.



KESIMPULAN



Tugas Akhir – TM 145502
ANALISIS PERPINDAHAN PANAS
FINAL SUPERHEATER
PLTU UNIT 3 PT PJB UP GRESIK

DISUSUN OLEH:

Andyani Dwi Setya

2112030075

Dosen Pembimbing:

Giri Nugroho, ST, MSc.

Program Studi D3 Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
