

**PROYEK AKHIR - VM191774**

**ANALISIS EFEKTIVITAS *AIR HEATER* PADA INSTALASI  
*BOILER* DI PG. TJOEKIR JOMBANG MENGGUNAKAN  
METODE *NTU***

**FAIQ SINA ALFAIN**

**NRP 10211810013020**

Dosen Pembimbing

**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**NIP 196106021987011001**

**Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi**

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



PROYEK AKHIR - VM191774

**ANALISIS EFEKTIVITAS *AIR HEATER* PADA INSTALASI  
*BOILER* DI PG. TJOEKIR JOMBANG MENGGUNAKAN  
METODE *NTU***

**FAIQ SINA ALFAIN**

NRP 10211810013020

Dosen Pembimbing

**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

NIP 196106021987011001

**Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi**

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM191774

***ANALYSIS THE EFFECTIVENESS OF THE AIR HEATER  
ON BOILER INSTALLATIONS IN PG. TJOEKIR JOMBANG  
USING THE NTU METHOD***

**FAIQ SINA ALFAIN**

**NRP 10211810013020**

Advisor

**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**NIP 196106021987011001**

**Bachelor of Applied Energy Conversion Technology Engineering Study Program**

Department of Industrial Mechanical Engineering

Faculty of Vocational

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

# LEMBAR PENGESAHAN

## LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISIS EFEKTIVITAS AIR HEATER PADA INSTALASI BOILER DI PG.  
TJOEKIR JOMBANG MENGGUNAKAN METODE NTU**

### PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Sarjana Terapan (S.Tr.T) pada  
Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **FAIQ SINA ALFAIN**

NRP. 10211810013020

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

- 
1. Ir. Joko Sarsetiyanta, M.T. Pembimbing  
NIP 19610602 198701 1 001
  2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Penguji  
NIP 19620216 199512 1 001
  3. Ir. Arino Anzip, M.Eng, Sc. Penguji  
NIP 19610714 198803 1 003
  4. Giri Nugroho, ST., M.Sc. Penguji  
NIP 19791029 201212 1 002

SURABAYA  
Juni, 2022

## PERNYATAAN ORISINALITAS

### PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Faiq Sina Alfain/10211810013020  
Program studi : Teknologi Rekayasa Konversi Energi  
Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T/196106021987011001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Analisis Efektivitas *Air Heater* Pada Instalasi *Boiler* di PG Tjoekir Jombang Menggunakan Metode NTU" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, 22 Juni 2022

Mahasiswa,



Faiq Sina Alfain  
NRP. 10211810013020

Mengetahui  
Dosen Pembimbing



Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.  
NIP. 196106021987011001

## ABSTRAK

### ANALISIS EFEKTIVITAS AIR HEATER PADA INSTALASI BOILER DI PG. TJOEKIR JOMBANG MENGGUNAKAN METODE NTU

Nama Mahasiswa : Faiq Sina Alfain  
NRP : 10211810013020  
Jurusan : Teknologi Rekayasa Konversi Energi  
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

#### Abstrak

Air heater merupakan salah satu peralatan bantu pada system boiler yang berfungsi sebagai pemanas awal untuk system udara agar dapat terjadinya pembakaran yang optimal dan juga sangat berpengaruh terhadap efisiensi boiler karena saat kinerja air heater terganggu maka temperatur udara pembakaran juga terganggu sehingga akan mempengaruhi proses pembakaran di boiler yang menyebabkan efisiensi boiler menurun.

Mengetahui peran Air heater yang penting untuk optimalkan boiler Pabrik gula, oleh karena itu pada penelitian ini dilakukan analisa efektivitas pada air heater tanggal 14 April tahun 2021 dan 9 Juni tahun 2020. Dengan dilakukan perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas dengan menggunakan metode *Number of Transfer Unit (NTU)*. Data yang digunakan dalam penelitian ini adalah data spesifikasi size air heater, temperature udara dan gas buang. Dari hasil perhitungan data yang dikumpulkan, sehingga dapat diketahui nilai efektivitas dari Air heater yang selanjutnya dilakukan perbandingan dari tanggal 14 April 2021 dengan 9 Juni 2020, dari hasil perhitungan yang didapatkan terdapat perbedaan yang tidak signifikan dari sisi efektivitas dan besar laju perpindahan panas yang terjadi, dimana dari sisi efektivitas yang terbaik didapatkan pada tanggal 14 April tahun 2021 sebesar 0.810125711 dibandingkan tanggal 9 Juni tahun 2020 yang mengalami penurunan 1,67 % yaitu sebesar 0.793426472, dimana efektivitas dipengaruhi oleh nilai NTU yang besar dan Nilai dari  $C_{min}$  yang semakin kecil maka efektivitas akan semakin baik. Sedangkan dari sisi laju perpindahan panas actual nya yg terjadi tanggal 14 April tahun 2020 sebesar 2,61747538 MW lebih besar dibandingkan tanggal 9 Juni tahun 2021 yang hanya 2,575566564 MW, dari kondisi dua tahun tersebut terdapat perbedaan 4,19 % dengan mengalami penurunan dari tanggal 9 Juni tahun 2020 sampai 14 April tahun 2021, dimana besarnya laju perpindahan panas tersebut dipengaruhi oleh nilai  $C_{min}$ ,  $UA$  karena tahanan thermal yang tinggi dan perbedaan temperature inlet gas buang dan udara yang tinggi.

**Kata kunci :** Air Heater, Efektivitas, Laju Perpindahan Panas, NTU, 14 April tahun 2021 dan 9 Juni tahun 2020.

## ABSTRACT

### ***ANALYSIS THE EFFECTIVENESS OF THE AIR HEATER ON BOILER INSTALLATIONS IN PG. TJOEKIR JOMBANG USING THE NTU METHOD***

Name : Faiq Sina Alfain  
NRP : 10211810013020  
Major : Energy Conversion Engineering Technology  
Advisor : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

#### **Abstract**

*Air heater is one of the auxiliary equipment in the boiler system that functions as a starting heater for the air system so that optimal combustion can occur and also greatly affects the efficiency of the boiler because when the performance of the air heater is disturbed, the combustion air temperature is also disturbed so that it will affect the combustion process in the boiler which causes the boiler efficiency to decrease.*

*Knowing the role of air heaters which are important to optimize sugar factory boilers, therefore in this study an effectiveness analysis was carried out on air heaters on April 14, 2021 and June 9, 2020. By calculating the heat transfer rate and effectiveness using the Number of Transfer Unit (NTU) method. The data used in this study are data on the specification of the size of the air heater, air temperature and exhaust gases. From the results of the calculation of the data collected, so that it can be known the effectiveness value of the Air heater which is then compared from April 14, 2021 to June 9, 2020, from the calculation results obtained there is an insignificant difference in terms of effectiveness and the magnitude of the heat transfer rate that occurs, where in terms of effectiveness the best was obtained on April 14, 2021 of 0.810125711 compared to June 9, 2020 which experienced a decrease of 1.67% which is 0.793426472, where the effectiveness is influenced by a large NTU value and the smaller the  $C_{min}$  value, the better the effectiveness will be. Meanwhile, in terms of the actual heat transfer rate that occurred on April 14, 2020, it was 2.61747538 MW greater than June 9, 2021 which was only 2.575566564 MW, from the condition of the two years there was a difference of 4.19% with a decrease from June 9, 2020 to April 14, 2021, where the amount of heat transfer rate was influenced by the value of,  $C_{min}$ ,  $UA$  due to high thermal resistance and high differences in exhaust gas and air inlet temperatures.*

***Key Words: Keywords: Air Heater, Effectiveness, Heat Transfer Rate, NTU, 14 April 2021 and 9 June 2020.***

## KATA PENGANTAR

*Alhamdulillahirabbil'alamin.* Segala puji dan syukur kehadirat Allah SWT atas berkah, rahmat, serta hidayah-Nya yang senantiasa dilimpahkan kepada penulis sehingga bisa menyelesaikan proyek akhir ini yang berjudul: “Analisis Efektivitas *Air Heater* Pada Instalasi *Boiler* di PG Tjoekir Jombang Menggunakan Metode NTU”.

Penyelesaian proyek akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik dalam menempuh pendidikan Program Studi Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, kepada :

1. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT. selaku dosen pembimbing Proyek Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dan ilmu terkait dengan tugas akhir.
2. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku Koordinator Proyek Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Para Dosen Penguji selaku dosen yang memberikan kritik, saran, serta masukan yang sangat bermanfaat untuk penyempurnaan proyek akhir ini.
4. Seluruh Dosen dan Karyawan yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Orang tua, Nenek dan Kakak kandung atas segala bentuk kasih sayang, doa dan dukungan yang diberikan tiada hentinya kepada Penulis.
6. Seluruh kerabat dekat dan teman dekat yang sudah dianggap seperti keluarga Penulis sendiri.
7. Seluruh teman-teman warga angkatan 2018 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada Penulis.
8. Semua pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi Penulis hingga proyek akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan Proyek Akhir ini. Akhir kata, Penulis berharap semoga Proyek Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, 22 Juni 2022

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>i</b>
<b>PERNYATAAN ORISINALITAS</b> .....	<b>ii</b>
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>iv</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>vi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR SIMBOL</b> .....	<b>xi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penulisan.....	2
1.4 Manfaat .....	2
1.5 Batasan Masalah .....	2
1.6 Metode Penulisan.....	3
1.7 Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II DASAR TEORI</b> .....	<b>5</b>
2.1 Kajian Pustaka .....	5
2.2 Air Heater.....	7
2.2.1 Prinsip Kerja Air Heater Tipe Tubular di Tjoekir .....	7
2.2.2 Komponen Air Heater Tipe Tubular .....	8
2.3 Jenis- Jenis Air Heater .....	8
2.3.1 Recuperative .....	8
2.3.1.1 Tubular Air Heater .....	8
2.3.1.2 Plate Air Heater.....	10
2.3.2 Regenerative .....	11
2.4 Sistem Udara Pembakaran dan Gas buang Boiler .....	13
2.4.1 Kebutuhan Udara Bahan Bakar .....	14
2.4.2 Kebutuhan Udara Lebih ( <i>excess air</i> ) .....	15
2.5 Perpindahan Panas .....	15
2.5.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas.....	15
2.5.2 Kesetimbangan Energi .....	16

2.5.3 Analisis Perpindahan Panas .....	16
2.5.4 Overall Heat Transfer .....	19
2.5.5 <i>The Log Mean Temperature Different (LMTD)</i> .....	20
2.5.6 <i>The Effectiveness – Number of Transfer Units (NTU)</i> .....	22
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>	<b>25</b>
3.1 Gambar Air Heater.....	25
3.2 Data Observasi .....	25
3.2.1 Spesifikasi Size <i>Tube Air Heater</i> .....	25
3.2.2 Komposisi Kimia Bahan Bakar Ampas Tebu .....	26
3.2.3 Data Udara pada Air Heater.....	26
3.2.4 Data Gas Buang pada Air Heater .....	26
3.3 Persiapan Awal .....	27
3.4 Pengumpulan Data .....	27
3.5 Perhitungan .....	28
3.6 Analisa Perhitungan dan Hasil Akhir .....	28
3.7 Kesimpulan .....	28
3.8 Urutan Pengerjaan Proyek Akhir Menggunakan Diagram Air .....	28
3.9 Urutan Perhitungan Menggunakan Diagram Alir.....	30
3.9.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Dalam <i>Tube</i> .....	30
3.9.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Luar <i>Tube</i> .....	32
3.9.3 Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> , Laju Perpindahan Panas, dan Metode <i>Effectiveness (ε) - Number Of Transfer Unit (NTU)</i> .....	33
<b>BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN.....</b>	<b>35</b>
4.1 Data Untuk Perhitungan.....	35
4.1.1.Data Spesifikasi <i>Air Heater Tube Boiler</i> Tjoekir Jombang .....	35
4.1.2.Komposisi Kimia Bahan Bakar Boiler PG Tjoekir Jombang .....	35
4.1.3.Data <i>Air Heater</i> Tjoekir Jombang Untuk Perhitungan Perpindahan Panas .	36
4.2 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran di Stork 3 Boiler PG Tjoekir Jombang .....	37
4.2.1.Perhitungan Stokiometri Udara yang Dibutuhkan untuk Pembakaran Ampas Tebu .....	37
4.2.2.Perhitungan Kandungan CO <sub>2</sub> Teoritis dalam Gas Buang .....	38
4.2.3.Perhitungan Udara Lebih ( <i>Excess Air</i> ) .....	39
4.2.4.Perhitungan Presentase Volume CO <sub>2</sub> Teoritis dalam Gas Buang Kering ...	40
4.3 Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Efektivitas Air Heater .....	41
4.3.1.Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di dalam <i>Tube</i> .....	41
4.3.2.Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar <i>Tube (ho)</i> .....	43

4.3.3.Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient (UA)</i> .....	48
4.3.4.Perhitungan Nilai NTU ( <i>Number Of Transfer Unit</i> ).....	48
4.3.5.Perhitungan Laju Perpindahan Maksimum ( <i>qmax</i> ), Laju Perpindahan Panas Aktual ( <i>qactual</i> ), dan <i>Effectiveness (ε)</i> .....	49
4.3.6.Analisa Hasil Perhitungan.....	52
4.3.7.Aktivitas Pemeliharaan Berkala Tubular Air Heater Boiler Pabrik Gula Tjoekir.....	53
4.3.8.Identifikasi Masalah Dengan Menggunakan Diagram <i>Fishbone</i> .....	55
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	<b>60</b>
5.1 Kesimpulan .....	60
5.2 Saran .....	60
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>61</b>
<b>LAMPIRAN 1</b> .....	<b>62</b>
<b>LAMPIRAN 2</b> .....	<b>63</b>
<b>LAMPIRAN 3</b> .....	<b>64</b>
<b>LAMPIRAN 4</b> .....	<b>65</b>
<b>LAMPIRAN 5</b> .....	<b>66</b>
<b>LAMPIRAN 6</b> .....	<b>67</b>
<b>LAMPIRAN 7</b> .....	<b>68</b>
<b>LAMPIRAN 8</b> .....	<b>69</b>
<b>LAMPIRAN 9</b> .....	<b>70</b>
<b>LAMPIRAN 10</b> .....	<b>71</b>
<b>LAMPIRAN 11</b> .....	<b>72</b>
<b>LAMPIRAN 12</b> .....	<b>73</b>
<b>LAMPIRAN 13</b> .....	<b>74</b>
<b>LAMPIRAN 14</b> .....	<b>75</b>
<b>LAMPIRAN 15</b> .....	<b>76</b>
<b>BIODATA PENULIS</b> .....	<b>77</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b>	Boiler Stork 3 PG Tjoekir .....	5
<b>Gambar 2. 2</b>	Skema aliran fluida pada Air Heater Jenis Tubular di Pabrik Gula Tjoekir .....	7
<b>Gambar 2. 3</b>	Tipe Air Preheater .....	8
<b>Gambar 2. 4</b>	Tubular Air Heater .....	9
<b>Gambar 2. 5</b>	Macam- macam Variasi Pengaturan Udara Tubular Air Heeater .....	10
<b>Gambar 2. 6</b>	Plate air heater dengan single gas pass dan two air pass .....	11
<b>Gambar 2. 7</b>	Ljungstrom air heater .....	12
<b>Gambar 2. 8</b>	Air Heater Rothemuhle .....	13
<b>Gambar 2. 9</b>	Gambar ID Fan (1), dan gambar FD Fan (2) pada instalasi Boiler Stork III PG Tjoekir Jombang .....	14
<b>Gambar 2. 10</b>	Perpindahan panas konduksi, konveksi dan radiasi .....	16
<b>Gambar 2. 11</b>	Perpindahan panas secara counter flow .....	16
<b>Gambar 2. 12</b>	Aliran fluida melintasi (a) Aligned tube banks (b) Staggerred tube banks.....	17
<b>Gambar 2. 13</b>	Distribusi temperature untuk aliran parallel.....	21
<b>Gambar 2. 14</b>	Distribusi temperature untuk aliran berlawanan arah .....	22
<b>Gambar 3. 1</b>	Gambar Air Heater pada instalasi Boiler di PG. Tjoekir .....	25
<b>Gambar 3. 2</b>	Diagram Alir Pengerjaan Proyek Akhir.....	29
<b>Gambar 3. 3</b>	Diagram Alir perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas didalam tube .....	31
<b>Gambar 3. 4</b>	Diagram alir perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas diluar tube ...	33
<b>Gambar 3. 5</b>	Diagram alir perhitungan laju perpindahan panas, effectiveness, Number Of Transfer Unit (NTU) pada air heater .....	34
<b>Gambar 4. 1</b>	Susunan Tube Staggered.....	44
<b>Gambar 4. 2</b>	Perpindahan Panas yang Terjadi pada Air Heater Tube .....	45
<b>Gambar 4. 3</b>	Tabel 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 (hal.470).....	47
<b>Gambar 4. 4</b>	Grafik Hasil Efektivitas, Laju Perpindahan Panas, dan NTU pada tanggal 9 Juni 2020 dan 14 April 2021 .....	52
<b>Gambar 4. 5</b>	Diagram Fishbone Nilai Efektivitas Air Heater Rendah .....	56
<b>Gambar 4. 6</b>	Diagram Fishbone Nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater Tinggi.....	58

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b> Konstanta Persamaan Zhukauskas (Incropera: 2011).....	18
<b>Tabel 2. 2</b> Perumusan Effectiveness Heat Exchanger (Incropera: 2011) .....	23
<b>Tabel 3. 1</b> Data Komposisi Kimia Ampas Tebu Pabrik Gula Tjoekir .....	26
<b>Tabel 3. 2</b> Data Udara pada Air Heater.....	26
<b>Tabel 3. 3</b> Data Gas Buang pada Air Heater.....	27
<b>Tabel 3. 4</b> Data Analisis Gas Buang pada Air Heater Outlet .....	27
<b>Tabel 4. 1</b> Spesifikasi Size Air Heater Tjoekir Jombang.....	35
<b>Tabel 4. 2</b> Data Analisis Bahan Bakar Boiler Tjoekir Jombang.....	36
<b>Tabel 4. 3</b> Data Gas Buang dan Udara pada Air Heater Tjoekir Jombang.....	36
<b>Tabel 4. 4</b> Data Analisis Gas Buang pada Air Heater Outlet .....	36
<b>Tabel 4. 5</b> Berat Atom dan Berat Molekul.....	37
<b>Tabel 4. 6</b> Properties Flue Gas .....	41
<b>Tabel 4. 7</b> Data Udara pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 April tahun 2021 .....	50
<b>Tabel 4. 8</b> Data Flue Gas pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 April tahun 2021.....	50
<b>Tabel 4. 9</b> Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas didalam Tube pada Air Heater .....	51
<b>Tabel 4. 10</b> Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di luar tube pada Air Heater .....	51
<b>Tabel 4. 11</b> Hasil Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient, Laju Perpindahan Panas, Effectiveness ( $\epsilon$ ), Number Of Transfer Unit (NTU) .....	52
<b>Tabel 4. 12</b> Aktivitas Pemeliharaan dan Pemeriksaan Berkala pada Air Heater Boiler Tjoekir .....	53
<b>Tabel 4. 13</b> Analisa Diagram Fishbone Nilai Efektivitas Air Heater Rendah .....	56
<b>Tabel 4. 14</b> Analisa Diagram Fishbone Nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater Tinggi .....	58

## DAFTAR SIMBOL

$\varepsilon$	: Effectiveness/Efektivitas
NTU	: <i>Number of Transfer Units</i>
$\Delta T_{LM, CF}$	: <i>Log mean temperature different</i> untuk aliran <i>crossflow</i>
EA	: Excess air (kebutuhan udara lebih)
AA	: Actual air (udara sebenarnya)
TA	: Theoretical air (kebutuhan udara teoritis)
$h_i$	: Koefisien perpindahan panas didalam pipa ( $\frac{W}{m^2 \cdot k}$ )
$h_o$	: Koefisien perpindahan panas diluar pipa ( $\frac{W}{m^2 \cdot k}$ )
$Nu_D$	: Nusselt number
$Re_D$	: Reynolds number
$Pr_s$	: Prandtl number pada temperatur surface
$N_L$	: Jumlah jajaran tube
$N/N_t$	: Jumlah Tube
$k_{tube}$	: Konduktivitas thermal material pipa ( $\frac{W}{m \cdot k}$ )
$T_{h,i}$	: Temperatur masuk fluida panas (K)
$T_{c,i}$	: Temperatur masuk fluida dingin (K)
$T_{h,o}$	: Temperature keluar fluida panas (K)
$T_{c,o}$	: Temperatur keluar fluida dingin (K)
$T_f$	: Temperatur rata – rata (K)
$\dot{m}_h$	: Mass flow rate gas buang ( $\frac{kg}{s}$ )
$\rho_h$	: Massa jenis gas buang ( $\frac{kg}{m^3}$ )
$\mu_h$	: Viskositas absolut gas buang ( $\frac{kg}{m \cdot s}$ )
$Pr_h$	: Prandtl number pada gas buang
$k_h$	: Konduktivitas thermal gas buang ( $\frac{W}{m \cdot k}$ )
$v_h$	: Kecepatan aliran gas buang ( $\frac{m^2}{s}$ )
$\dot{m}_c$	: Mass flow rate udara ( $\frac{kg}{s}$ )
$\rho_c$	: Massa jenis udara ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$\mu_c$	: Viskositas udara ( $\frac{kg}{m \cdot s}$ )
$Pr_c$	: Prandtl number pada udara
$k_c$	: Konduktivitas thermal udara ( $\frac{W}{m \cdot k}$ )
$v_c$	: Kecepatan aliran udara ( $\frac{m^2}{s}$ )
$Di$	: Diameter dalam ( $m$ )
$Do$	: Diameter luar ( $m$ )
$V_{max}$	: Kecepatan aliran maksimum ( $\frac{m}{s}$ )
$q_{max}$	: Laju Perpindahan Panas Maksimum ( $W$ )
$C_c$	: Laju kapasitas fluida dingin ( $\frac{W}{k}$ )
$C_h$	: Laju kapasistas fluida panas ( $\frac{W}{k}$ )
$C_{min}$	: kapasitas panas fluida minimal ( $\frac{W}{k}$ )
$C_{max}$	: kapasitas panas fluida maksimal ( $\frac{W}{k}$ )
$C_r$	: Rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai.
F	: Faktor koreksi
A	: Luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )
q	: Laju perpindahan panas ( $W$ )
U	: Overall heat transfer coefficient ( $\frac{W}{m \cdot k}$ )
m	: Harga konstanta m
C	: Harga konstanta C
n	: 0.4 untuk proses heating ( $T_s > T_m$ ) dan 0.3 untuk proses cooling ( $T_s < T_m$ )

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pabrik gula merupakan salah satu industri padat energi yang memproduksi gula putih dari tebu (*sugar canes*) sebagai bahan mentah. Pada awalnya pabrik gula ini dirancang agar dapat memenuhi kebutuhan energinya sendiri dengan memakai sumber energi gratis dan melimpah yakni ampas tebu (*bagasse*). Ampas tebu tersebut digunakan sebagai bahan bakar boiler. Dimana uap yang diproduksi dari boiler pembakaran ampas pertama digunakan untuk turbin penggerak generator listrik atau penggerak gilingan, yang secara simultan dihasilkan uap bekas untuk proses pemanasan nira, penguapan nira pada evaporator dan kristalisasi pada vacuum pan. Demi tercapainya efisiensi boiler yang tinggi, PT Tjoekir Jombang menggunakan peralatan tambahan seperti penggunaan air heater. Dimana tujuan utama penggunaan air heater tersebut yaitu meningkatkan efisiensi 2 thermal dari proses pembakaran dalam boiler.

Efisiensi boiler pada sebuah pembangkit semakin tinggi maka semakin bagus perawatan dan keandalan dari pembangkit itu. Dalam proses menaikkan efisiensi banyak langkah yang bisa ditempuh diantara lain menaikkan performa air heater. Air heater memanfaatkan energi panas yang terkandung dalam gas buang (flue gas) agar meringankan kinerja boiler dan mendapatkan efisiensi yang bagus (Johan, 2019).

Fungsi dari penggunaan air heater yaitu untuk mendapatkan kembali panas dari flue gas boiler yang dapat menaikkan efisiensi thermal dari boiler dengan mengurangi kehilangan panas yang masih bisa di manfaatkan lagi dari sisi flue gas. Sehingga betapa pentingnya peranan air heater dalam sistem penyedia uap di Pabrik Gula Tjoekir Jombang, maka unjuk kerja dan keandalan air heater wajib untuk dijaga. Seperti halnya air heater pada Boiler kapasitas 40 Ton Per Jam pada Pabrik Gula Tjoekir Jombang, yang merupakan peralatan penunjang utama dalam menyuplai aliran udara ke boiler Stork III tersebut. Parameter kinerja air heater seperti efisiensi pastinya akan menurun seiring dengan berjalannya waktu yang disebabkan mungkin karena lifetime dari alat, pengaruh pengoperasian, dan pemeliharaan air heater tersebut akan berdampak juga pada unjuk kerja pada boiler. Kinerja air heater dapat diketahui dengan menghitung NTU.

Pada jurnal "*Performance Evaluation and Optimization Of Air Preheater In Thermal Power Plant*" yang dilakukan G.Shruti, Ravinarayan Bhat, dan Gangadhar Sheri yang melakukan analisa dengan tujuan untuk mengevaluasi kinerja air preheater pada pembangkit listrik termal dengan dievaluasi sebelum dan sesudah penyesuaian celah pelat sektor radial dengan uji preheater udara. Pada jurnal ini Kinerja air heater dapat diketahui dengan menghitung *efektivitas*, *air leakage*, dan *gas side efficiency* pada sebelum dan sesudah penyesuaian celah pelat sektor radial di mana setelah dilakukan pengamatan dan perhitungan bahwa nilai kebocoran udara menurun dan efektivitas meningkat secara bertahap dengan menyesuaikan celah pelat sektor sehingga diperoleh hasil yang optimal. Sehingga menurut jurnal tersebut ditemukan hasil bahwa efektivitas pada air heater terjadi peningkatan seiring dengan optimalisasi air preheater (G.Shruti, all: 2014).

Pada Jurnal berjudul "*Evaluasi Kinerja Rotary Air Preheater dengan Metode  $\epsilon$ -NTU pada Pengaruh Sudut Seal*" dilakukan Wildan Tajudin Alhijri dan Teguh Hady Ariwibowo yang melakukan analisa kinerja *rotary air heater* dengan menggunakan metode NTU dengan menghitung nilai efektivitas dan laju perpindahan panas. Penggunaan metode  $\epsilon$ -NTU memerlukan nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang terdapat pada aliran panas maupun dingin. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan nilai efektivitas berbanding

lurus dengan nilai NTU. (Wildan, dkk: 2015)

Oleh karena itu, pada proyek akhir ini penulis akan melakukan analisa efektivitas *air heater pada Boiler* kapasitas 40 Ton per Jam pada Pabrik Gula Tjoekir Jombang dengan melakukan perhitungan efektivitas pada *air heater boiler* menggunakan metode *Number of Transfer Units (NTU)* saat kondisi tanggal 14 April 2021 dan 9 Juni 2020. Sehingga dengan metode *Number of Transfer Units (NTU)* ini dapat diketahui effectiveness air heater boiler pada saat kondisi 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021, selanjutnya dilakukan perbandingan dari hasil tersebut, serta dapat diketahui seberapa besar penurunan atau peningkatan efektivitas terhadap air heater.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan permasalahan yang akan dibahas dalam proyek akhir ini antara lain :

1. Berapa laju perpindahan panas air heater pada tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021 dan apakah ada perbedaan?
2. Berapa efektivitas air heater pada tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021 dan apakah ada perbedaan?

## 1.3 Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan proyek akhir ini diantaranya:

1. Mengetahui nilai dan perbedaan laju perpindahan panas pada air heater dari tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021
2. Mengetahui nilai dan perbedaan efektivitas yang dihasilkan air heater pada tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021

## 1.4 Manfaat

Adapun manfaat yang diberikan dari penelitian proyek akhir yang dilaksanakan di Pabrik Gula Tjoekir Jombang adalah sebagai berikut:

1. Studi analisa proses perpindahan panas dan efektivitas air heater pada instalasi Boiler Stork III Pabrik Gula Tjoekir Jombang, dapat digunakan sebagai masukan untuk optimalisasi air heater di Pabrik Gula di kemudian hari
2. Untuk meningkatkan efektivitas dari air heater.
3. Mengetahui efektivitas dari air heater
4. Aplikasi ilmu pengetahuan yang didapat dari perkuliahan dalam kenyataannya di lapangan khususnya instalasi boiler.

## 1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu meluas, maka penulis memberikan batasan-batasan sebagai berikut:

1. Air heater yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah *tubular type* yang terdapat pada boiler berjenis *water tube boiler* tipe pemanas ulang dengan sistem pembakaran ampas tebu.
2. Pengumpulan data dilakukan pada instalasi *Boiler Stork III* Pabrik Gula Tjoekir Jombang, pada tanggal 21 September 2021 sampai 20 Oktober 2021.
3. Unjuk kerja air heater yang dianalisa adalah laju perpindahan panas, dengan perhitungan *effectiveness* dan *Number of Transfer Units (NTU)*.

4. Membandingkan hasil perhitungan *effectiveness* dan laju perpindahan panas air heater pada kondisi 9 Juni tahun 2020 dengan 14 April tahun 2021.
5. Data yang dikumpulkan untuk analisa efektivitas air heater adalah data air heater yang diambil pada tanggal 14 April 2021 dan 9 Juni 2020.
6. *Heat loss* diabaikan dan air heater tidak memakai fn
7. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.

## 1.6 Metode Penulisan

Metode penulisan analisis efektivitas air heater di Pabrik Gula Tjoekir Jombang antara lain:

1. Studi Literatur  
Untuk menambah wawasan perlu studi literatur dengan mempelajari buku-buku tentang boiler, perpindahan panas atau karya ilmiah yang berhubungan dengan masalah dihadapi.
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing dan Mentor  
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi dan saran dengan dosen pembimbing, dan mentor dilapangan untuk membantu kelengkapan pengumpulan data yang dibutuhkan.
3. Observasi Data  
Melakukan observasi langsung di lapangan dan pengumpulan data yang didapat dari bagian Instalasi Pabrik Gula Tjoekir Jombang dan media internet.
4. Analisa Data  
Menghitung *effectiveness* dengan menggunakan buku-buku pedoman serta standart acuan yang berlaku untuk perhitungan *effectiveness* air heater dengan data tanggal 9 Juni 2020 dan 14 April tahun 2021.
5. Membuat Kesimpulan  
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir, maka dapat diambil kesimpulan mengenai hasil dari analisa tersebut.

## 1.7 Sistematika Penulisan

Laporan Proyek Akhir ini terdiri dari 5 bab, berdasarkan penulisan-penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisan adalah sebagai berikutnya:

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 proyek akhir secara umum yang berhubungan dengan air heater dan sistem kerjanya, alat bantu pada boiler, *effectiveness* pada air heater.
3. BAB III METODOLOGI  
Pada bab ini berisikan tentang tahapan dalam pengerjaan proyek akhir dan tahapan dalam melakukan perhitungan- perhitungan yang dibutuhkan untuk mendapatkan efektivitas air heater.
4. BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN  
Pada bab ini berisikan tentang perhitungan efektivitas dan laju perpindahan panas air heater pada operasi kondisi tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021,

pembahasan efektivitas dan laju perpindahan panas beserta analisa nya pada air heater kondisi tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021.

5. **BAB V PENUTUP**

Pada bab ini berisikan tentang kesimpulan dari penyusunan tugas akhir dan saran untuk Pabrik Gula Tjoekir Jombang serta untuk penelitian selanjutnya.

## BAB II DASAR TEORI

### 2.1 Kajian Pustaka

Boiler atau ketel uap adalah suatu alat berupa tanki/drum/vessel tertutup yang terbuat dari baja yang digunakan untuk mengubah air menjadi uap atau dengan kata lain mentransfer panas yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar (baik dalam bentuk padat, cair atau gas) sehingga air berubah wujud menjadi uap. Di dalam boiler, energi kimia dari bahan bakar diubah menjadi panas melalui proses pembakaran dan panas yang dihasilkan sebagian besar diberikan kepada air yang berada di dalam ketel, sehingga air berubah menjadi uap. Boiler didukung menggunakan peralatan-peralatan khusus seperti *Safety valve*, *Level Glass*, *Block Valve*, *Burner* pembakaran dan alat bantu lainnya.



**Gambar 2. 1** Boiler Stork 3 PG Tjoekir

- Type : Water Tube Boiler
- Kapasitas : 40 ton/jam
- Bahan Bakar : Ampas Tebu
- Tahun Pembuatan : 1982
- Produksi : Cheng Chen Machinery CO., LTD.
- Negara Pembuat : Taiwan
- Luas Pemanas : 1228 m<sup>2</sup>
- Tekanan Terbesar : 24 kg/cm<sup>3</sup>

Boiler adalah salah satu sumber energi utama di Pabrik Gula, Boiler digolongkan sebagai pembangkit thermal yang mengubah energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi listrik untuk kebutuhan proses pengolahan. Bahan bakar Boiler dapat berupa bahan bakar padat (ampas tebu), cair (BBM), gas (Natural Gas). Untuk menghasilkan efisiensi yang cukup tinggi dalam pengoperasian Boiler pada Pabrik Gula, dibutuhkan beberapa alat penunjang yang dapat memperoleh kembali panas gas buang yang keluar dari boiler, yaitu dengan menggunakan *Air heater*.

Dari penelitian perancangan "*Design and Analysis Air Pre-Heater*", dapat disimpulkan bahwa parameter kinerja perpindahan panas seperti suhu keluaran udara, suhu keluaran gas buang, koefisien perpindahan panas keseluruhan berdasarkan luar luas permukaan dan laju perpindahan panas yang diperoleh dari analisis analitik sesuai dengan

nilai yang diperoleh dari analisis CFD, dengan penyimpangan yang sangat kecil. Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa parameter desain udara tersebut Air Preheater memenuhi persyaratan kinerja sebagaimana dimaksud. Dapat juga disimpulkan bahwa udara dirancang Preheater memiliki tujuan untuk mengekstraksi panas dari gas buang boiler, yang dapat digunakan untuk memanaskan udara yang diperlukan untuk pembakaran bahan bakar di boiler, meningkatkan efisiensi termal boiler, akhirnya membuat kontribusi yang cukup besar untuk meningkatkan efisiensi keseluruhan pembangkit listrik berbahan bakar fosil. (Emeema et al., 2018)

Penelitian Wildan Tajudin Alhijri dan Teguh Hady Ariwibowo. (2015) berjudul “*Evaluasi Kinerja Rotary Air Preheater dengan Metode  $\epsilon$ -NTU pada Pengaruh Sudut Seal*” yang melakukan analisa kinerja rotary air heater dengan menggunakan metode NTU. Efektifitas rotary air preheater dipengaruhi oleh sudut seal. Seal berfungsi sebagai pembatas antara aliran panas dan dingin. Efektifitas rotary air preheater dihitung menggunakan metode persamaan  $\epsilon$ -NTU. Penggunaan metode  $\epsilon$ -NTU memerlukan nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang terdapat pada aliran panas maupun dingin. Setelah dilakukan perhitungan didapatkan bahwasannya pengaturan sudut seal mempengaruhi luasan permukaan perpindahan panas pada matriks. Kecepatan aliran yang rendah memiliki waktu bersinggungan dengan matriks lebih lama sehingga laju perpindahan kalor meningkat. Pengaturan sudut seal aliran dingin  $0^\circ$  menghasilkan nilai efektifitas tertinggi yaitu 43,7% pada Cr 24. Nilai efektifitas berbanding lurus dengan nilai NTU. (Wildan dkk: 2015)

Penelitian Raditya Nanang Purwanto dan Wahyono (2013) “*Pengaruh Unjuk Kerja Air Heater Type Ljungstorm Terhadap Perubahan Beban di PLTU Tanjung Jati B Unit I Berdasarkan Perhitungan ASME PTC 4.3,*” yang melakukan analisa dengan tujuan untuk mengetahui kinerja air heater unit 1 PLTU Tanjung Jati B dengan variasi beban. Pada jurnal ini dilakukan perhitungan efektifitas, efisiensi sisi gas dan juga kebocoran dengan variasi pembebanan, menurut penelitian ini penulis menduga bahwa kinerja air heater akan dapat mempengaruhi efisiensi boiler dan variasi beban juga dapat mempengaruhi kinerja air heater. Dari hasil analisis yang diperoleh bahwa efektifitas pada air heater mengalami kenaikan di perubahan beban. Pada sampel data tanggal 05 Februari 2013 menunjukkan bahwa nilai efektifitas bervariasi sesuai dengan perubahan beban. Diketahui efektifitas tertinggi sebesar 69,0605% saat beroperasi pada beban 431 MW nett. Sedangkan efektifitas terendah sebesar 68,0911 % pada beban 657 MW nett. Pada sampel data tanggal 11 Februari 2013 menunjukkan nilai efektifitas tertinggi sebesar 68,0730 % saat beroperasi pada beban 532 MW dan efektifitas terendah sebesar 67,5170 % pada beban 643 MW nett. Pada sampel data tanggal 18 Februari 2013 menunjukkan nilai efisiensi tertinggi sebesar 68,6236 % pada saat beroperasi pada beban 4433 MW nett. Sedangkan efisiensi terendah sebesar 68,1134 % pada beban 600 MW nett. (Purwanto, 2013).

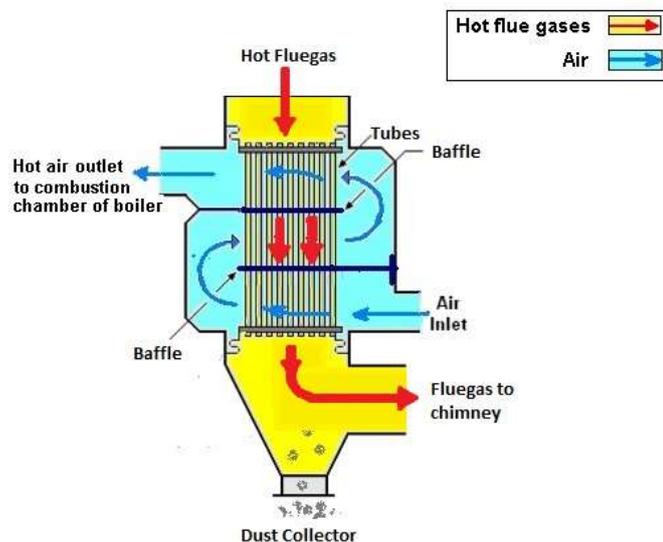
Penelitian Manivel.J, dan Manimaran. (2017) berjudul “*Performance Analysis of Air Preheater in 210mw Thermal Power Station*” yang melakukan analisa kinerja air heater dengan menghitung besar laju perpindahan panas yang terjadi setelah dilakukan penggantian profil datar berlekuk (notched flat) diganti dengan profil bergelombang ganda (double undulated) dengan tujuan untuk meminimalkan kehilangan panas pada pemanas awal udara. Pada jurnal ini setelah dilakukan penggantian profil maka dilakukan perhitungan unjuk kerja dari sisi efektifitas, x- ratio, dan gas side Efficiency. Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan bahwasannya terjadi peningkatan kinerja setelah dilakukan penggantian profil, oleh karena itu kinerja air preheater akan meningkat, dan keuntungan utama dari metode yang diusulkan dalam jurnal ini adalah laju perpindahan panas. (Manivel.J, et al, 2017)

## 2.2 Air Heater

Pada proses pembakaran di ruang bakar diperlukan udara pembakaran yang cukup, dan untuk memenuhi kebutuhan ini diperoleh dari sistem udara primer yang disuplay dari PA Fan dan udara sekunder yang disuplay dari FD Fan. Dari proses pembakaran tadi maka menghasilkan flue gas dan tentunya flue gas ini perlu dikeluarkan dari ruang bakar. Energi untuk mengeluarkan flue gas pembakaran ini diperoleh dari Induce Draft Fan (ID Fan). ID Fan sebagai Fan yang mengisap paksa flue gas dari ruang bakar untuk dikeluarkan ke cerobong. Sebelum keluar cerobong flue gas telah dimanfaatkan terlebih dahulu sebagai pemanas udara yaitu air heater. Air heater memiliki dua fungsi sekaligus, yang pertama adalah meningkatkan efektivitas pembakaran dengan memanaskan udara sebelum masuk keruang bakar. Yang kedua adalah menurunkan temperature gas buang sehingga mengurangi tingkat polusi udara (Niko M.W, 2020). Semakin baik kinerja air heater maka semakin baik efisiensi boiler. Jenis air heater yang digunakan di Pabrik Gula Tjoekir Jombang adalah jenis tubular.

### 2.2.1 Prinsip Kerja Air Heater Tipe Tubular di Tjoekir

Tipe air heater yang digunakan pada boiler stork 3 PG. Tjoekir Jombang adalah tipe Tubular. Tubular air heater memiliki ciri ciri yaitu energi yang ditransfer dari panas flue gas melalui Induce draft fan masuk dari sisi inlet gas buang setelah itu mengalir di dalam pipa (*tube*) yang ber dinding tipis dan bersinggungan oleh udara dari Force Draft Fan yang masuk dari sisi inlet udara air heater dan mengalir diluar pipa sehingga terjadi kenaikan temperatur udara setelah keluar dari air heater. Tubular air heater seperti tertampil pada gambar 2.2. memiliki ciri ciri yaitu unit tersusun dari tumpukan tabung berbentuk lurus yang menggulung atau di las kedalam lapisan tabung dan tertutup dalam casing baja. Casing berfungsi sebagai penutup udara atau gas dan memiliki lubang masuk dan lubang keluar udara dan gas. Material pada tubular air heater adalah baja karbon atau material tabung logam tahan korosi yang digunakan dalam tabung. Tubular air heater dilengkapi dengan uap atau udara sootblowers untuk menghilangkan akumulasi debu dari bagian pipa gas yang terbuka selama operasi. Pengaturan aliran nya yaitu crossflow, gas mengalir secara vertical melalui tube dan udara mengalir secara horizontal diluar tube yang dikontrol dengan baffle dimana proses perpindahan panas diluar tube nya mirip dengan shell and tube. Pada air heater pabrik gula tjoekir udara diluar tube mengalir membentuk laluan.



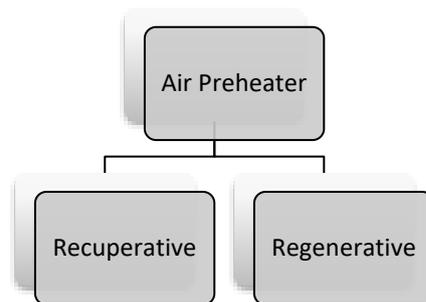
**Gambar 2. 2** Skema aliran fluida pada *Air Heater* Jenis Tubular di Pabrik Gula Tjoekir

## 2.2.2 Komponen Air Heater Tipe Tubular

- 1) Tube  
Berfungsi untuk pemisah antara aliran udara dan aliran flue gas, dan susunan tube nya dapat berupa staggered dan inline. Dimana pada air heater pabrik gula tjoekir flue gas masuk melewati didalam tube, dan susunan tubenya yaitu staggered.
- 2) Tube Seat  
Berfungsi sebagai tempat dudukan tube atau untuk merangkai ujung ujung tube sehingga menjadi satu
- 3) Baffle atau Sekat penghalang  
Berguna untuk mengatur laluan fluida yang mengalir diluar tube sehingga menyebabkan perpindahan kalor yang tinggi. Pada air heater pabrik gula tjoekir udara mengalir di luar jajaran tube dan membentuk laluan udara sebanyak tiga.

## 2.3 Jenis- Jenis Air Heater

Ada tiga jenis alat pra-pemanasan udara (air heater/APH) yang biasa digunakan dalam pembangkit tenaga uap thermal, yang pertama adalah recuperative yang dibuat ke ducting boiler flue gas dan yang kedua adalah pra-pemanasan udara regeneratif (*regenerative air heater*). Regenerative air heater ini dapat mengatur arah aliran secara horizontal atau vertikal melintang dari arah rotasi.



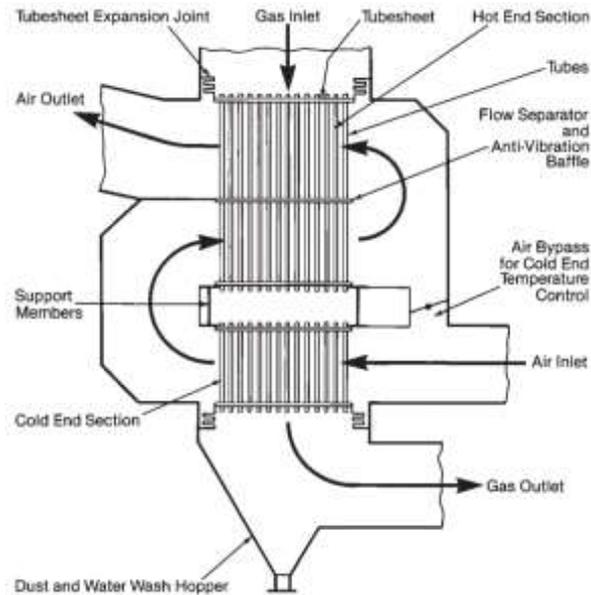
Gambar 2. 3 Tipe Air Preheater

### 2.3.1 Recuperative

Dalam penukar panas recuperatif, panas ditransfer terus menerus dan langsung melalui permukaan perpindahan panas padat stasioner yang memisahkan aliran aliran panas dari aliran aliran dingin. Permukaan perpindahan panas yang paling umum adalah tabung dan pelat paralel. Penukar panas recuperatif berfungsi dengan sedikit kontaminasi silang, atau kebocoran, antar aliran. jenis penukar panas recuperative biasanya yang digunakan adalah tubular air heater dan plate air heater.

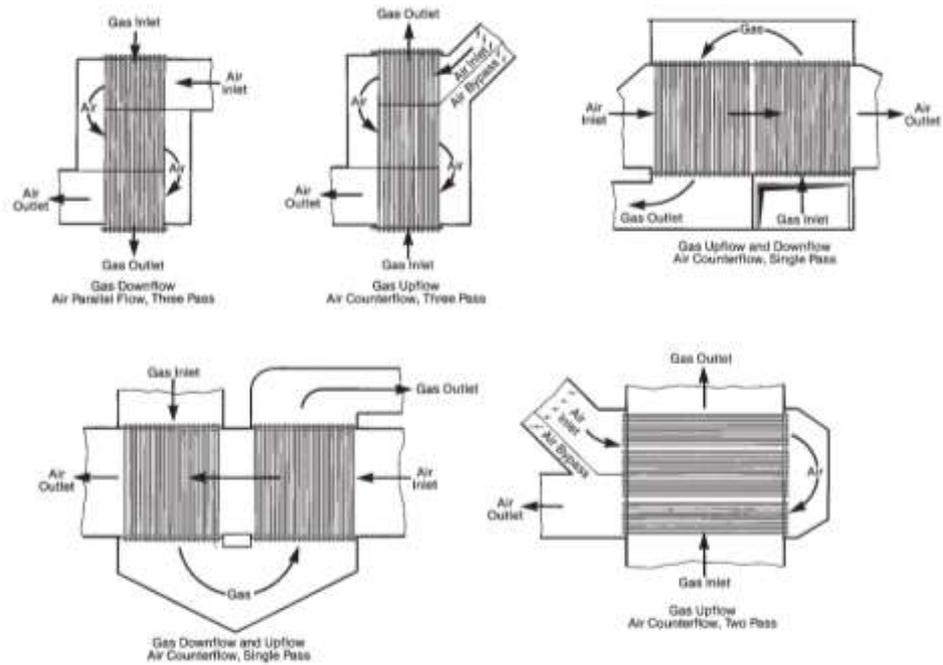
#### 2.3.1.1 Tubular Air Heater

Tubular air heater memiliki ciri ciri yaitu energi yang ditransfer dari panas flue gas mengalir di dalam tabung yang berdinding tipis dan didinginkan oleh udara yang berada diluar tabung sehingga temperatur udara yang berada di luar tabung menaik. Tubular air heater seperti tertampil pada gambar 2.4. memiliki ciri ciri yaitu unit tersusun dari tumpukan tabung berbentuk lurus yang menggulung atau di las kedalam lapisan tabung dan tertutup dalam casing baja. Casing berfungsi sebagai penutup udara atau gas dan memiliki lubang masuk dan lubang keluar udara dan gas.



**Gambar 2.4** *Tubular Air Heater (Babcock & Wilcox, 2005)*

Material pada tubular air heater biasanya adalah baja karbon atau material tabung logam tahan korosi yang digunakan dalam tabung dengan diameter yang berkisar 1,5-4 inci (38-102 mm) dan memiliki ketebalan dinding 1,24 - 3,05 mm. Tubular air heaters dilengkapi dengan uap atau udara sootblowers untuk menghilangkan akumulasi debu dari bagian pipa gas yang terbuka selama operasi. Pengaturan aliran yang paling umum adalah counter flow yaitu gas naik secara vertical melalui tabung dan udara mengalir secara horizontal dalam satu atau lebih jalur di luar tabung. Satu variasi dari pengaturan jalur gas udara tunggal dan ganda digunakan untuk mengakomodasi tata ruang pembangkit. Desain biasanya mencakup perlengkapan resirkulasi pada udara dingin atau udara panas untuk mengontrol korosi dan pencemaran debu. Macam-macam variasi pengaturan udara pada tubular air heater tertampil pada gambar 2.5.

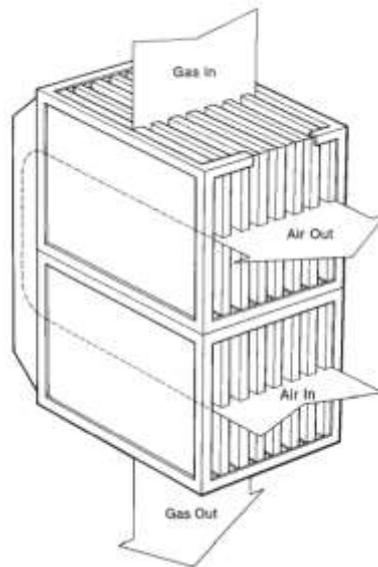


**Gambar 2. 5** Macam- macam Variasi Pengaturan Udara Tubular Air Heater

(Babcock & Wilcox, 2005)

### 2.3.1.2 Plate Air Heater

Pemanas udara pelat mentransfer panas dari gas panas yang mengalir di satu sisi pelat ke udara dingin yang mengalir di sisi yang berlawanan, biasanya dalam aliran silang. Pemanas terdiri dari tumpukan pelat paralel. Penyegelan antara aliran udara dan gas di tepi pelat dilakukan dengan pengelasan atau dengan kombinasi gasket, pegas, dan kompresi eksternal dari tumpukan pelat. Bahan pelat dan jarak dapat bervariasi untuk mengakomodasi persyaratan operasi dan jenis bahan bakar. Pemanas udara pelat baja adalah beberapa jenis paling awal yang digunakan, tetapi penggunaannya menurun karena masalah penyegelan pelat ke pelat. Namun, perkembangan penyegelan telah mendorong peningkatan penggunaan dalam aplikasi industri dan utilitas kecil. Modul pelat dapat digabungkan untuk membuat pemanas udara ukuran berbeda dengan berbagai pengaturan jalur aliran. Satu lintasan gas, dua pemanas udara pelat lintasan udara ditunjukkan pada Gambar 2.6 Unit pelat modern agak lebih kecil dari unit tubular untuk kapasitas tertentu dan menunjukkan kebocoran udara ke gas yang minimal.



**Gambar 2. 6** *Plate air heater* dengan *single gas pass* dan *two air pass*  
(*Babcock & Wilcox, 2005*)

### 2.3.2 Regenerative

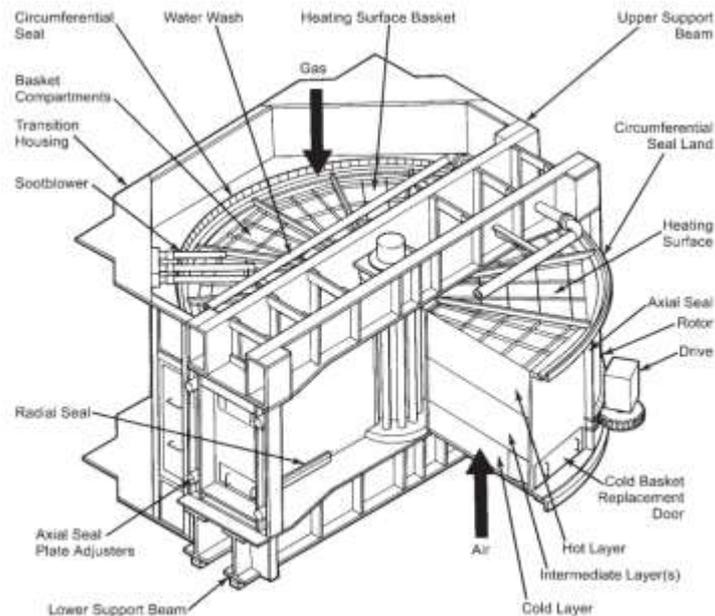
Sebuah air heater tipe regeneratif terdiri dari rotor sentral yang menjaga putaran tetap pada kecepatan konstan. Permukaan perpindahan panas yang mengacu pada matriks disatukan ke rotor sentral. Air heater dibagi menjadi dua bagian. Udara panas flue gas masuk dari atas dan keluar dari bawah dalam satu bagian; udara sekitar masuk melalui bawah dan keluar melalui atas pada bagian yang lain. Selama fase pemanasan, udara panas flue gas melakukan kontak dengan matriks dan mentransferkan energi panasnya. Selain itu, temperatur dari matriks terjaga terus naik secara kontinyu pada fase pemanasan ketika matriks tetap melakukan kontak dengan udara panas flue gas. Sekali matriks berpindah ke bagian lain selama berotasi, energi ditransfer ke dalam bentuk panas dari matriks logam panas ke udara sekitar. Hasilnya, logam matriks menjadi dingin dan udara sekitar yang masuk menjadi panas dan keluar ke atas.

Pemasangan regeneratif air heater dapat dilakukan secara horizontal dan vertikal. Pada umumnya pemasangan secara horizontal apabila boiler memakai bahan bakar padat (batubara). Sedangkan pemasangan secara vertikal dipakai apabila boiler memakai bahan bakar gas (natural gas). Terdapat dua jenis regeneratif air heater yaitu Ljungstrom air heater dan Rothemuhle air heater.

#### 2.3.2.1 Ljungstrom Air Heater

Ljungstrom Air Heater adalah yang paling umum pada tipe regeneratif yang dilengkapi dengan shell silinder ditambah rotor dengan rangkaian elemen pemanasan yang diputar dan dilalui udara primer dan sekunder yang berlawanan dengan aliran gas. Rotor ini dibatasi oleh penempatan tetap yang memiliki saluran pada kedua ujungnya. udara mengalir melalui setengah dari rotor dan aliran gas melalui setengah lainnya. Seal digunakan untuk meminimalisir kebocoran gas. Bantalan di atas dan bawah penyusunan penyangga menopang dan mengantar rotor pada pusat poros. Kecepatan rotor pada tipe Ljungstrom yaitu satu sampai tiga rpm.

Desain poros baik vertikal maupun horisontal digunakan untuk mengakomodir berbagai udara pembangkit dan aliran gas. Desain poros vertikal lebih umum dipakai pada tipe Ljungstrom air heater, bisa dilihat pada gambar 2.7.

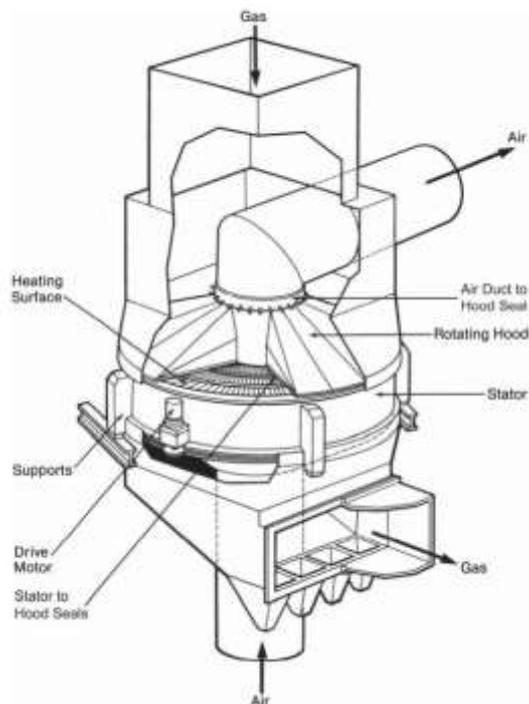


**Gambar 2.7** Ljungstrom air heater (*Babcock & Wilcox, 2005*)

Pengaturan aliran yang paling umum adalah aliran counter flow yaitu gas panas yang memasuki bagian atas rotor dan udara dingin memasuki bagian bawah rotor. Pemanas yang menggunakan skema aliran ini diidentifikasi sebagai hot end on top dan cold end on bottom. Dalam pengoperasiannya, rotor terkena suhu yang berbeda, panas pada bagian atas dan dingin pada permukaan bawah, sehingga menyebabkan rotor melentur (atau mengubah bentuk) ke atas. Perubahan bentuk rotor ini membuka celah antara rotor itu sendiri yang menyebabkan kebocoran terjadi antara bagian udara ke sisi gas (*Babcock & Wilcox, 2005*).

### 2.3.2.2 Rothemuhle Air Heater

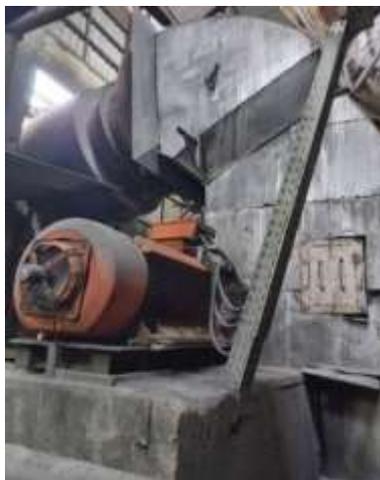
Rothemuhle air heater adalah jenis regeneratif air heater yang menggunakan unsur-unsur permukaan stasioner dan saluran yang berputar. Panas ditransfer sebagai aliran arus yang diarahkan melalui permukaan pemanas dengan aliran counter flow, salah satu aliran arus yang berada di dalam penutup adalah aliran udara dan aliran lain di luar penutup adalah aliran flue gas. Rothemuhle air heater stators mendistorsi dengan cara yang mirip dengan rotor Ljungstrom. Sistem penutupan khusus dipasang untuk memutar kap dengan stator yang digunakan untuk mengontrol kebocoran. Untuk lebih jelasnya air heater rothemuhle dapat dilihat pada gambar 2.8.



**Gambar 2. 8** Air Heater Rothemuhle (*Babcock & Wilcox, 2005*)

#### 2.4 Sistem Udara Pembakaran dan Gas buang Boiler

Terdapat dua fan pada system udara pembakaran boiler yaitu FDF Fan dan ID Fan, dimana pada Induce draft Fan menyedot gas buang yang berasal dari udara pembakaran kemudian udara pembakaran masuk ke dalam tube melalui sisi inlet gasbuang air heater dan keluar menuju cyclone untuk memisahkan abu dan udara yang terkandung dalam gas buang selanjutnya mengalir menuju cerobong. Sedangkan udara pembakaran disuplai oleh Force draft Fan dengan mendorong udara yang didapatkan dari udara lingkungan sekitar dengan flow dan tekanan tertentu, kemudian udara masuk melewati sisi inlet udara dari air heater kemudian melewati celah- celah jajaran tube didalam air heater dan terjadi perpindahan panas antara udara diluar pipa dengan udara pembakaran yang melewati didalam tube air heater, sehingga udara yang berasal dari FD Fan temperaturnya naik. Setelah itu udara disuplai ke dapur pembakaran untuk keperluan pembakaran yang optimal. Gas panas hasil pembakaran kemudian memanaskan pipa-pipa superheater.



(1)



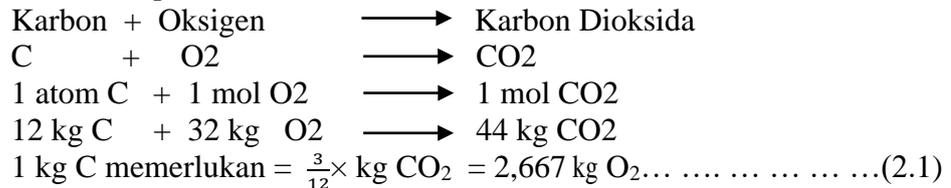
(2)

**Gambar 2. 9** Gambar ID Fan (1), dan gambar FD Fan (2) pada instalasi Boiler Stork III PG Tjoekir Jombang

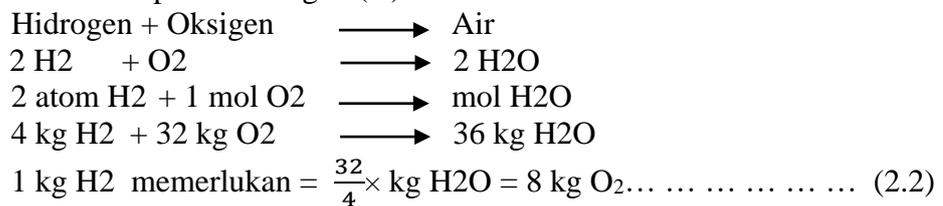
**2.4.1 Kebutuhan Udara Bahan Bakar**

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

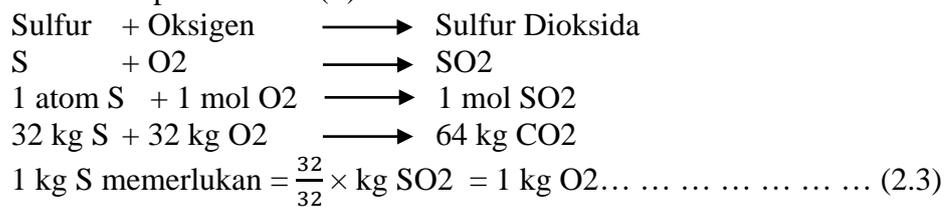
- Pembakaran sempurna karbon (C)



- Pembakaran sempurna hidrogen (H)



- Pembakaran sempurna sulfur (S)



Kebutuhan O<sub>2</sub> teoritis adalah jumlah O<sub>2</sub> teoritis yang diperlukan oleh karbon, O<sub>2</sub> teoritis yang diperlukan oleh hidrogen dan O<sub>2</sub> teoritis yang diperlukan oleh sulfur.

$$O_2 \text{ teoritis} = (2,667 C + 8 H + S) \text{ kg} \dots \dots \dots (2.4)$$

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:

$$O_2 \text{ teoritis} = \left[ 2,667 C + 8 \left( H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots \dots \dots (2.5)$$

Karena 100 kg udara mengandung 23,2 kg O<sub>2</sub>, maka 1 kg oksigen dikandung dalam 4,31034 kg udara, sehingga kebutuhan udara teoritis (TA) dapat dihitung dengan persamaan:

$$TA = \left[ 2,667 C + 8 \left( H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ kg} \dots \dots \dots (2.6)$$

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

### 2.4.2 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 bahan bakar 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. *Excess air* dapat diketahui dengan rumus:

$$\% EA = \frac{AA-TA}{TA} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.7)$$

atau jika kadar CO<sub>2</sub> dalam flue gas dapat terdeteksi, maka *excess air* dapat dihitung dengan persamaan:

$$EA = \left[ \frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100\% \dots \dots \dots (2.8)$$

dimana:

$$AA = TA \times \left[ \frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} \right] \dots \dots \dots (2.9)$$

$$\% \text{ volume } CO_2 \text{ teoritis} = \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.10)$$

Keterangan:

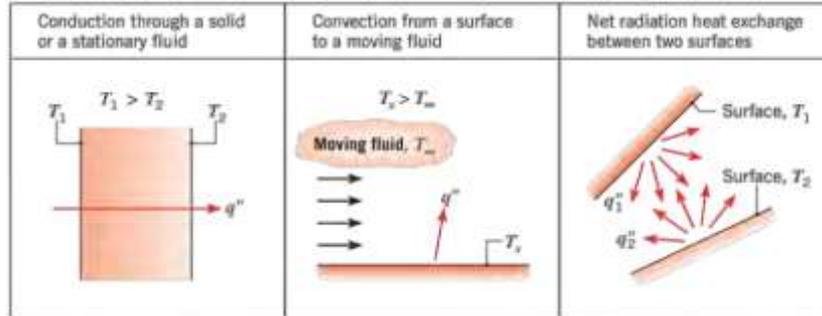
- EA : *excess air* (kebutuhan udara lebih)
- AA : *actual air* (udara sebenarnya)
- TA : *theoretical air* (kebutuhan udara teoritis)

## 2.5 Perpindahan Panas

### 2.5.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas atau kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan temperatur pada daerah tersebut. Pehitungan laju perpindahan panas membutuhkan perhitungan total pada area permukaan yang terkena panas. Oleh karena itu, dibutuhkan beberapa data, seperti data temperature fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total, dan data-data lain yang mendukung untuk analisis pada permasalahan yang dibahas untuk tugas akhir ini. Data-data tersebut dianalisis dengan menggunakan metode *metode effectiveness (ε) - number of transfer unit (NTU)* dengan mengabaikan

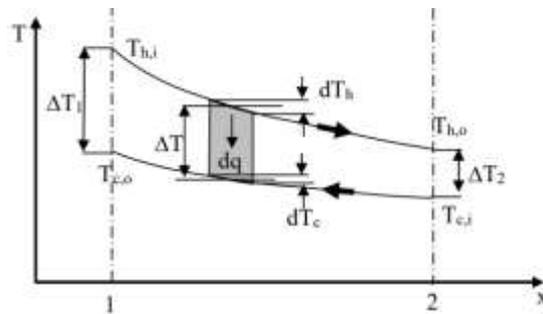
perpindahan panas secara radiasi yang terjadi ke lingkungan, berada pada kondisi *steady state*, dan aliran fluida dianggap dalam keadaan *steady flow*. Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Pada tugas akhir ini hanya menjelaskan perpindahan konveksi saja, untuk perpindahan panas secara radiasi tidak dijelaskan.



**Gambar 2. 10** Perpindahan panas konduksi, konveksi dan radiasi (Incopera: 2011)

### 2.5.2 Kestimbangan Energi

Kesetimbangan energi merupakan prinsip kerja atau hukum kekekalan energi, yang dimana energi tidak bisa diciptakan atau dimusnahkan. Selanjutnya, kesetimbangan energi berhubungan dengan kesetimbangan massa, jadi proses perhitungan kesetimbangan energi yang dipakai mirip dengan kesetimbangan massa. Sehingga rumus kesetimbangan energi didapat:



**Gambar 2. 11** Perpindahan panas secara *counter flow*

Sehingga rumus kesetimbangan energi didapat adalah

$$Q = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_o - t_i) \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana,

$$Q = \text{Laju aliran panas } \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\dot{m} = \text{Laju aliran massa panas } \left(\frac{kJ}{s}\right)$$

$$Cp = \text{Kalor spesifik pada tekanan konstan } \left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$$

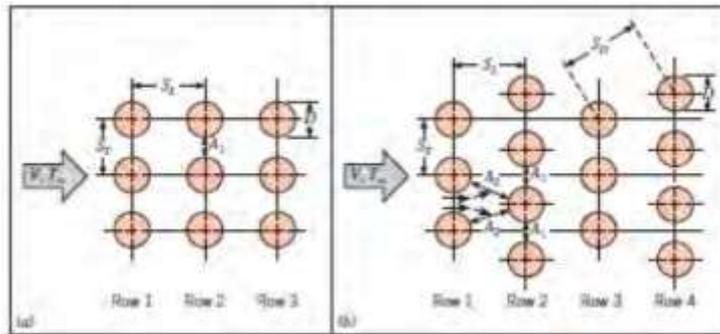
$$T_o = \text{Temperatur outlet } (K)$$

### 2.5.3 Analisis Perpindahan Panas

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.

### 2.5.3.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa pada air heater menyerupai shell and tube heat exchanger dianalisa berdasarkan analisa 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 berkelu-liku sehingga semakin banyak bagian tube yang teraliri fluida.



**Gambar 2. 12** Aliran fluida melintasi (a) Aligned tube banks (b) Staggered tube banks  
(Incopera: 2011)

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:

$$\tilde{h} = \frac{Nu_D \cdot K}{D} \dots \dots \dots (2.12)$$

Nusselt number dapat dicari dengan rumus di bawah ini:

$$Nu_D = C_1 \cdot Re^m \cdot D_{max} \cdot Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$N_L \geq 20$$

$$1000 < Re < 2 \times 10^6$$

$$0,7 < Pr < 500$$

- Dimana,
- h = Koefisien perpindahan panas
  - NuD = Nusselt number
  - Re = Reynolds number

- Pr = Prandtl number
- Prs = Prandtl number pada temperatur surface
- K = Konduktivitas thermal
- D = Diameter luar tube
- NL = Diameter jajaran tube

Pada persamaan itu semua sifat dievaluasi pada temperatur inlet, kecuali Prs yang dievaluasi pada temperatur permukaan pipa, dimana konstanta C dan m diperoleh dari tabel.

**Tabel 2. 1** Konstanta Persamaan Zhukauskas (Incropera: 2011)

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 ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/8}$	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

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Bilangan Reynold untuk udara dengan  $V_{udara,max}$  adalah :

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D_{out}}{\mu} \dots \dots \dots (2.14)$$

Oleh karena itu  $V_{udara max}$  dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{max} = \frac{ST}{ST-D} \times v \dots \dots \dots (2.15)$$

Sedangkan untuk susunan *staggred* kecepatan maksimum dapat terjadi di  $A_1$  atau dapat pula terjadi pada  $A_2$ . Apabila jika terjadi di  $A_1$  maka:

$$V_{max} = \frac{ST}{(ST-D)} \times v \dots \dots \dots (2.16)$$

Dengan syarat  $2(s_D - D) < (S_T - D)$

Apabila terjadi di  $A_2$  maka:

$$V_{max} = \frac{ST}{2(SD-D)} \times v \dots \dots \dots (2.17)$$

Dengan syarat  $SD = \left[ SL^2 + \left( \frac{ST}{2} \right)^2 \right]^{0.5} < \frac{ST+D_0}{2}$

Kecepatan udara masuk pada rangkuman pipa yang diukur pada temperatur udara masuk

$$V = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot A} \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan:

$\dot{m}_c$  = mass flow rate udara (Kg/s)

$\rho_c$  = density udara pada temperatur udara masuk (Kg / m<sup>3</sup>)

### 2.5.3.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir didalam 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. Aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan keduanya digunakan Reynolds number sebagai pembatasnya. Reynolds number untuk aliran dalam pipa digunakan persamaan berikut ini.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ln}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \dots \dots \dots (2.19)$$

Keterangan:

$\rho$  = massa jenis pada kondisi rata-rata (Kg / m<sup>3</sup>)

$\mu$  = viskositas flue gas (Kg/ms)

Di = diameter dalam (m)

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

Aliran fluida yang mengalir didalam pipa sirkular jika mempunyai profil aliran turbulen maka perpindahan panas pada fluida tersebut dapat dilakukan, sehingga koefisien perpindahan panas didalam pipa dapat dinyatakan dalam perhitungan Nusselt Number dalam kondisi aliran turbulen yang telah berkembang penuh. Persamaan *Dittuss-Boelter* menyatakan koefisien perpindahan panas didalam pipa ini, yaitu:

$$N_{UD} = 0.023 \cdot Re D^{4/5} \cdot Pr^n \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana:

n = 0,4 untuk proses pemanasan

n = 0,3 untuk proses pendinginan

$0,7 < Pr < 160$

$Re_D > 10000$

$\frac{L}{D} > 10$

### 2.5.4 Overall Heat Transfer

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:

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{tot} \dots \dots \dots (2.21)$$

Dimana,

$R_{tot}$  = Resistant total

$U$  = overall heat transfer coefficient ( $\frac{w}{m.k}$ )

$A$  = luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

Tahanan thermal 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.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{p_i p_a} \cdot L_p} + \frac{1}{h_o A_o} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dengan,  $A = (\pi \cdot D \cdot L_p)$

Dimana,

$R_{tot}$  = Resistant total

$U$  = overall heat transfer coefficient ( $\frac{w}{m.k}$ )

$A_i$  = luasan total bidang permukaan perpindahan panas dalam tube ( $m^2$ )

$A_o$  = luasan total bidang permukaan perpindahan panas diluar tube ( $m^2$ )

$h_i$  = koefisien konveksi di dalam tube ( $\frac{w}{m^2.k}$ )

$h_o$  = koefisien konveksi di luar tube ( $\frac{w}{m^2.k}$ )

### 2.5.5 The Log Mean Temperature Different (LMTD)

Metode ini digunakan untuk mencari temperatur rata-rata, yaitu dari temperatur inlet dan outlet dari fluida, pada pesawat penukar kalor. Maka untuk mendapatkan laju perpindahan panas, digunakan perumusan sebagai berikut:

$$q = U A \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (2.23)$$

dimana,

$q$  : laju perpindahan panas (W)

$U$  : overall heat transfer coefficient ( $\frac{w}{m.k}$ )

$A$  : luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

$\Delta T_{LM}$ : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

Rumus dari  $\Delta T_{LM}$  adalah

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots \dots \dots (2.24)$$

dimana,

$\Delta T_{LM}$ : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

$\Delta T_1$ :  $T_i - t_o$

$\Delta T_2$ :  $T_o - t_i$

keterangan :

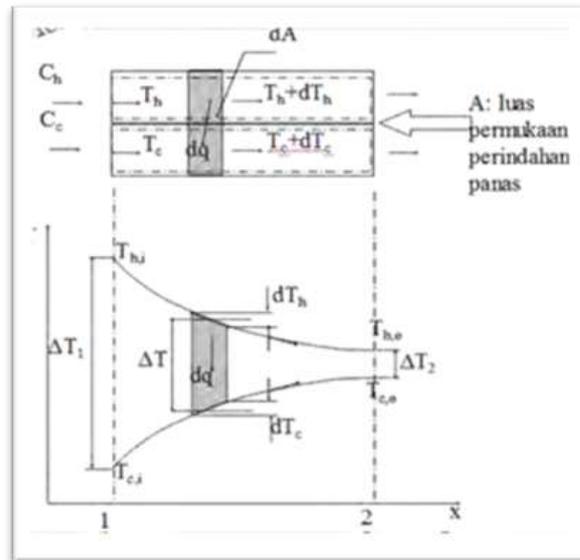
$T_i$  adalah temperatur fluida panas inlet ( $T_{h,i}$ ) (K)

$t_o$  adalah temperatur fluida dingin outlet ( $T_{c,o}$ ) (K)

$T_o$  adalah temperatur fluida panas inlet ( $T_{h,o}$ ) (K)  
 $t_i$  adalah temperatur fluida dingin outlet ( $T_{c,i}$ ) (K)

sebelum menentukan LMTD, terlebih dahulu mengetahui jenis alirannya. Berdasarkan arah aliran heat exchanger, dibagi menjadi 3 jenis arah aliran yaitu:

- a. Aliran parallel Dengan distribusi temperatur sebagai berikut,



**Gambar 2. 13** Distribusi temperature untuk aliran parallel (Incropera: 2011)

Dapat dilihat dari gambar 2.6, bahwa untuk aliran parallel

$$\Delta T_1 : T_{h,i} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.24a)$$

$$\Delta T_2 : T_{h,o} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.24b)$$

dimana,

$T_{h,i}$  adalah temperatur masuk fluida panas (K)

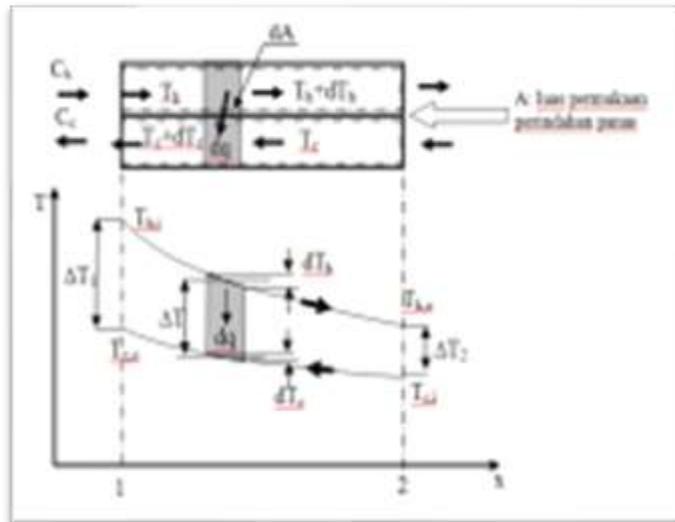
$T_{c,i}$  adalah temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{h,o}$  adalah temperature keluar fluida panas (K)

$T_{c,o}$  adalah temperatur keluar fluida dingin (K)

- b. Aliran berlawanan arah

Pada jenis aliran ini, pembedanya terletak pada  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  dikarenakan arah aliran yang berbeda.



**Gambar 2. 14** Distribusi temperature untuk aliran berlawanan arah (Incropera: 2011)

Dapat dilihat pada gambar 2.13 bahwa untuk aliran berlawanan arah,  
 $\Delta T_1 : T_{h,i} - T_{c,o}$  ..... (2.25a)

$\Delta T_2 : T_{h,o} - T_{c,i}$  ..... (2.25b)

dimana,

$T_{h,i}$  adalah temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{c,o}$  adalah temperatur keluar fluida dingin (K)

$T_{h,o}$  adalah temperature keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$  adalah temperatur masuk fluida dingin (K)

c. Aliran multipasses dan silang

Tipe aliran ini membutuhkan faktor koreksi dengan hasil perhitungan yang tepat.

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

dimana,

$\Delta T_{LM}$  : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

F : faktor koreksi

$\Delta T_{LM, CF}$  : log mean temperature different untuk aliran berlawanan arah

**2.5.6 The Effectiveness – Number of Transfer Units (NTU)**

Pengecekan terhadap performa heat exchanger yang telah diketahui jenis, tipe, dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effectiveness-NTU*. *Effectiveness* ( $\epsilon$ ) merupakan rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu heat exchanger. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas  $0 < \epsilon < 1$ . Sehingga untuk semua *heat exchanger effectiveness* dinyatakan dalam hubungan sebagai berikut

$$\epsilon = f \left[ NTU \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots \dots \dots (2.27)$$

Dan ditentukan bahwa nilai dari efektivitas ( $\epsilon$ ), merupakan perbandingan dari perpindahan panas nyata terhadap perpindahan panas maksimum:

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{max}} \dots \dots \dots (2.28)$$

Dimana

$$q_{max} = C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.29)$$

Sesuai persamaan efektivitas, dimana tanpa satuan yang bernilai dalam jangkauan  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , dapat dihitung nilai perpindahan panas nyata  $q_{actual}$  :

$$q_{actual} = \varepsilon \cdot C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.30)$$

Dengan  $C_{min}$  diperoleh dari nilai terkecil dengan membandingkan antara laju kapasitas panas fluida dingin dan fluida panas. Sedangkan laju kapasitas panas fluida dingin dirumuskan:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \dots \dots \dots (2.31)$$

Laju kapasitas fluida panasnya adalah:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \dots \dots \dots (2.32)$$

Keterangan:

$C_c$  : heat capacity rate fluida dingin

$C_h$  : heat capacity rate fluida panas

$\dot{m}_c$ : laju aliran massa fluida dingin

$\dot{m}_h$ : laju aliran massa fluida panas

$C_{pc}$ : kalor spesifik fluida dingin

$C_{ph}$ : kalor spesifik fluida panas

Dengan  $C_{min}$  dapat berupa (*hot*) atau (*cold*) dimana diantara keduanya memiliki nilai yang lebih kecil. Sedangkan *Number of Transfer Unit (NTU)* adalah bilangan tak berdimensi yang secara luas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.33)$$

Dimana,

NTU : Number Of Transfer Unit

U : overall heat transfer coefficient

A : luasan total bidang permukaan perpindahan panas

$C_{min}$ : kapasitas panas fluida minimal

Harga untuk semua jenis penukar panas merupakan relasi antara keefektifan dengan  $C_r$  sebagai perbandingan antara

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = C_r \dots \dots \dots (2.34)$$

Dimana  $C_r$  adalah rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai.

Untuk mencari *Effectiveness Heat Exchanger* didapatkan dari tabel *Heat Exchanger Effectiveness Relations* dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incopera and David P. Dewitt*

**Tabel 2. 2** Perumusan Effectiveness Heat Exchanger (Incropera: 2011)

**TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]**

Flow Arrangement	Relation	
<b>Concentric tube</b>		
Parallel flow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$ ( $C_r < 1$ )	
	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$ ( $C_r = 1$ )	(11.29a)
<b>Shell-and-tube</b>		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\epsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right. \\ \left. \times \frac{1 + \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
$n$ Shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	$\epsilon = \left[ \left( \frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \epsilon_1 C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
<b>Cross-flow (single pass)</b>		
Both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
$\frac{C_{\min} \text{ (mixed)}}{C_{\max} \text{ (unmixed)}}$	$\epsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}])$	(11.33a)
$\frac{C_{\min} \text{ (mixed)}}{C_{\max} \text{ (unmixed)}}$	$\epsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	(11.34a)
All exchangers ( $C_r = 0$ )	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Karena tipe *air heater* adalah tipe *tubular* dengan alirannya *crossflow*, dan fluida nya yang satu bercampur sedang yang satunya tidak bercampur (*one fluid mixed and the other unmixed*), maka perumusan *Effectiveness Heat Exchanger* :

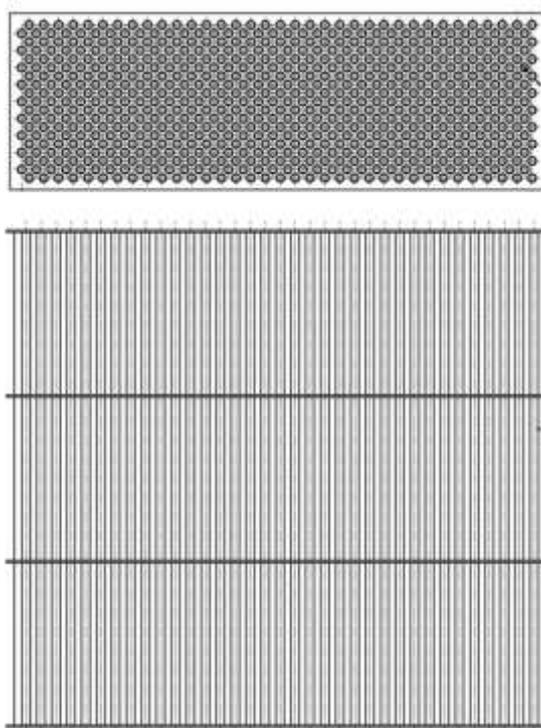
$$\epsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1}\{1 - \exp[-C_r(NTU)]\}) \dots \dots \dots (2.35)$$

## BAB III METODOLOGI

Mengenai metode penelitian atau pengumpulan data proyek akhir ini dilaksanakan di bagian instalasi pabrik gula Tjoekir. Dengan tujuan untuk mendapatkan pengetahuan dan pemahaman yang lebih jelas dalam melakukan analisa performa air heater untuk mengetahui seberapa jauh perbedaan efektivitas dan laju perpindahan panas yang dihasilkan. Maka dari itu dilakukan studi literatur dan studi lapangan, dimana dalam hal ini studi lapangan dilakukan berdasarkan data existing atau yang sudah tersedia.

### 3.1 Gambar Air Heater

Berikut merupakan gambar air heater yang terdapat pada instalasi boiler pada pabrik gula tjoekir, untuk gambar teknik dari air heater terdapat pada lampiran 3 (*halaman 64*).



**Gambar 3. 1** Gambar Air Heater pada instalasi Boiler di PG. Tjoekir

### 3.2 Data Observasi

Berdasarkan pengamatan dilapangan jenis air heater yang digunakan adalah tubular air heater, dan terdapat data yang dikumpulkan dilapangan yaitu data spesifikasi size air heater, dan data penunjang untuk penghitungan efektivitas dan laju perpindahan panas seperti data komposisi ampas tebu, temperature inlet, outlet, laju aliran gas buang dan udara.

#### 3.2.1 Spesifikasi Size *Tube Air Heater*

Berdasarkan studi lapangan yang dilakukan berdasarkan data existing atau data yang tersedia, didapatkan spesifikasi *size tube* dari bagian instalasi pabrik gula Tjoekir Jombang adalah sebagai berikut:

- Diameter Luar (Do) : 70 mm

- Diameter Dalam (Di) : 67 mm
- Panjang pipa : 4200 mm
- Tebal Pipa : 3 mm
- Banyak pipa : 665 batang
- Jarak titik pusat antar pipa : 145 mm
- Jarak antar baris : 125 mm
- Jumlah laluan sisi udara : 3
- Material pipa : carbon steel (SA-210 Grade A1)

### 3.2.2 Komposisi Kimia Bahan Bakar Ampas Tebu

Setelah dilakukan pengumpulan data dilapangan yang didapatkan dari bagian analisa, terkumpul data komposisi ampas tebu sebagai adalah berikut

**Tabel 3. 1** Data Komposisi Kimia Ampas Tebu Pabrik Gula Tjoekir

<b>Data Analisis Kandungan Bahan Bakar Ampas Tebu</b>				
<b>No.</b>	<b>Kandungan</b>	<b>9 Juni 2020 Operasi</b>	<b>14 April 2021 Operasi</b>	<b>Units</b>
1	Carbon	23,70	23,38	(% weight)
2	Hidrogen	3,52	3,30	(% weight)
3	Oksigen	22,18	22,60	(% weight)
4	H2O	49,29	49,43	(% weight)
5	Ash	1,31	1,29	(% weight)

### 3.2.3 Data Udara pada Air Heater

Setelah dilakukan pengumpulan data di lapangan, berdasarkan data performance air heater pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 april tahun 2021, didapatkan data temperature inlet, outlet pada sisi udara, dan juga laju aliran masa udara pada air heater adalah sebagai berikut

**Tabel 3. 2** Data Udara pada Air Heater

<b>No.</b>	<b>Keterangan</b>	<b>Operasi</b>		<b>Units</b>
		<b>9 Juni 2020</b>	<b>14 April 2021</b>	
1	Temperatur udara masuk rata – rata	32,92475	34,32847	°C
2	Temperatur udara keluar rata – rata	192,62392	215,51629	°C
3	Laju aliran massa udara	44865,74362	42783,485	Kg/H

### 3.2.4 Data Gas Buang pada Air Heater

Setelah dilakukan pengumpulan data di lapangan, berdasarkan data performance air heater pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 april tahun 2021, didapatkan data temperature *inlet*, *outlet* gas buang, dan analisis gas buang yang terukur pada air heater adalah sebagai berikut

**Tabel 3. 3** Data Gas Buang pada Air Heater

No.	Keterangan	Operasi		Units
		9 Juni 2020	14 April 2021	
1	Temperatur gas buang masuk rata – rata	294,34264	298,20316	°C
2	Temperatur gas buang keluar rata – rata	195,12538	191,57082	°C
3	Laju aliran massa gas buang	-	-	Kg/H

**Tabel 3. 4** Data Analisis Gas Buang pada *Air Heater Outlet*

No.	Kandungan Gas Buang	Air Heater Outlet	
		9 Juni 2020	14 April 2021
1	Oxygen (O <sub>2</sub> )	5.71%	5,47%
2	Carbon dioxide (CO <sub>2</sub> )	13.80%	14,26%
3	Carbon Monoxide (CO)	0.98%	1,29%
4	Nitrogen (N <sub>2</sub> )	79,51%	78,98%

### 3.3 Persiapan Awal

- Penentuan tema sebagai syarat penyusunan Proposal Proyek Akhir mengenai “Analisis Efektivitas *Air Heater Pada Instalasi Boiler* di PG Tjoekir Menggunakan Metode NTU.”
- Pengajuan tema serta permohonan mengenai persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir atau Proyek Akhir.
- Memenuhi prosedur pengumpulan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

### 3.4 Pengumpulan Data

Untuk pengumpulan data dilakukan dengan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisis efektivitas dan laju perpindahan panas pada air heater. Kegiatan pengumpulan data meliputi:

- Studi Literatur  
Pada kegiatan ini dilakukan studi literatur yang meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan *Heat Exchanger* dan Teknik perpindahan Panas. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber *textbook* seperti *Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. “Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition”*, serta beberapa sumber jurnal dan papper lainnya.
- Observasi Lapangan  
Pada kegiatan ini dilakukan pengamatan dilapangan terhadap masalah yang selanjutnya dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian. Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi nyata instalasi serta jenis peralatan yang digunakan.

Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah untuk memberikan gambaran jelas mengenai data-data yang diperlukan untuk analisa perhitungan.

### 3.5 Perhitungan

Untuk menyelesaikan pengerjaan Proyek Akhir ini, dilakukan beberapa perhitungan diantaranya perhitungan perpindahan panas didalam tube ( $h_i$ ), perpindahan panas diluar tube ( $h_o$ ), *Overall Heat Transfer Coefficient*, Laju Perpindahan Panas Maksimum ( $q_{max}$ ), Laju Perpindahan Panas Aktual ( $q_{actual}$ ), *Number of Transfer Unit (NTU)*, *Effectiveness ( $\epsilon$ )*. Perhitungan pada tugas akhir ini menggunakan metode analisis menggunakan metode NTU.

### 3.6 Analisa Perhitungan dan Hasil Akhir

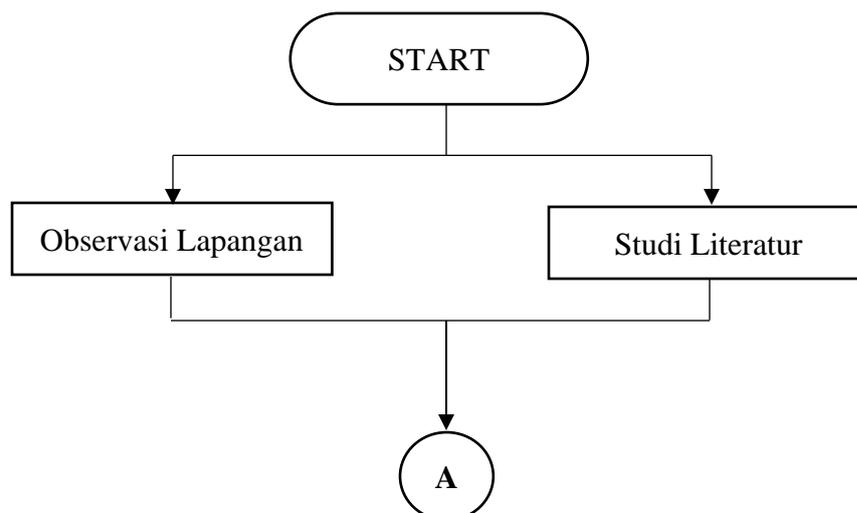
Pada tahap ini dilakukan analisa hasil perhitungan nilai laju perpindahan panas dan efektivitas pada air heater apakah terjadi perbedaan, sehingga dari perbedaan tersebut diketahui nilai yang terbaik dan terendah dan dilanjutkan membahas mengenai penyebab dari perbedaan tersebut.

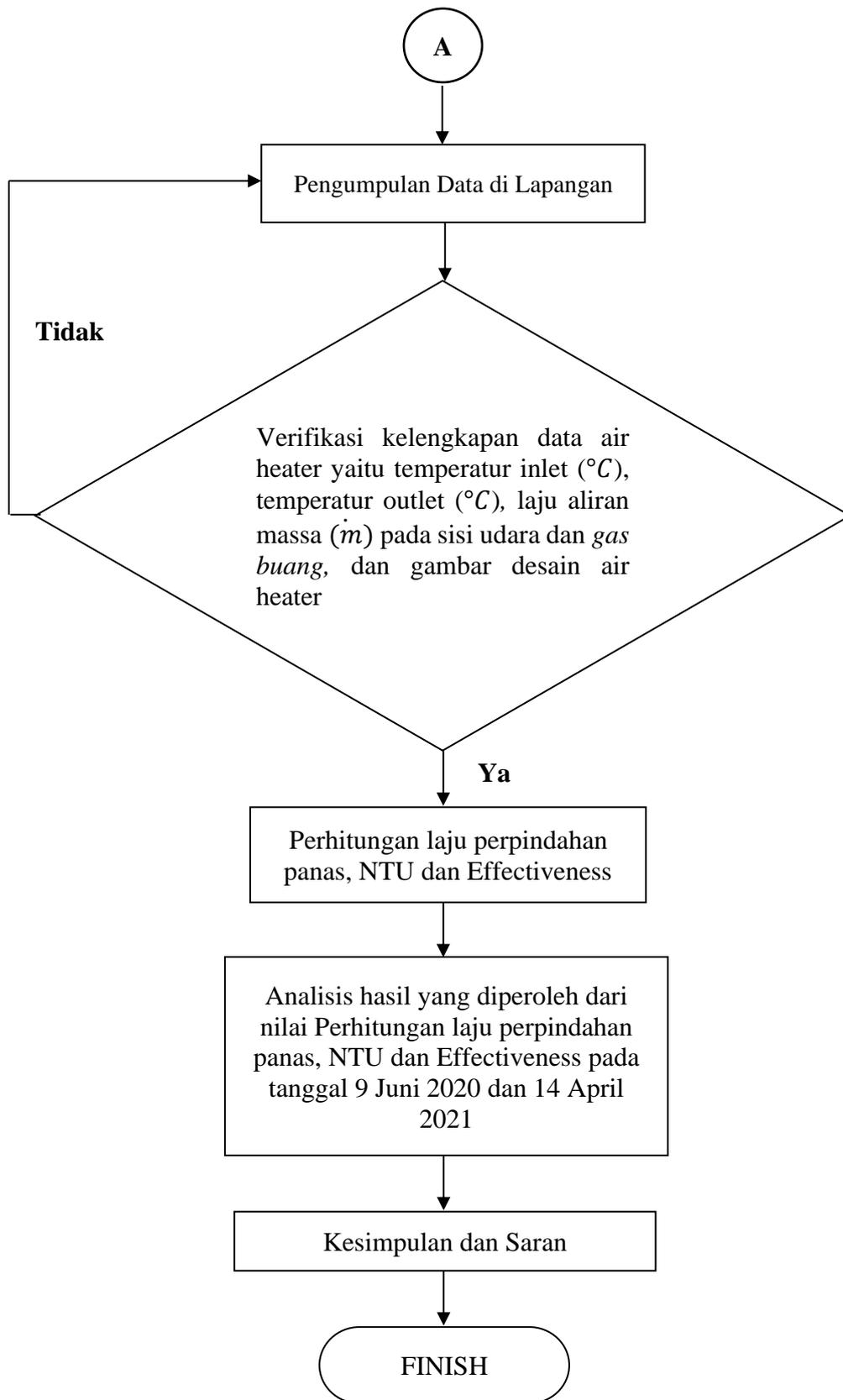
### 3.7 Kesimpulan

Tahapan ini merupakan akhir dari analisa nilai laju perpindahan panas dan efektivitas pada air heater, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil perhitungan, dari hasil analisis laju perpindahan panas dan efektivitas air heater pada boiler dan pemecahan masalah yang telah dilakukan. Kemudian memberikan saran untuk PG. Tjoekir Jombang dan untuk penelitian selanjutnya.

### 3.8 Urutan Pengerjaan Proyek Akhir Menggunakan Diagram Air

Sejumlah tahapan-tahapan disusun agar di dalam penyelesaian Proyek Akhir ini diperoleh tujuan sesuai yang diharapkan. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan dalam bentuk diagram alir (*flowchart*) seperti gambar 3.2 dibawah.

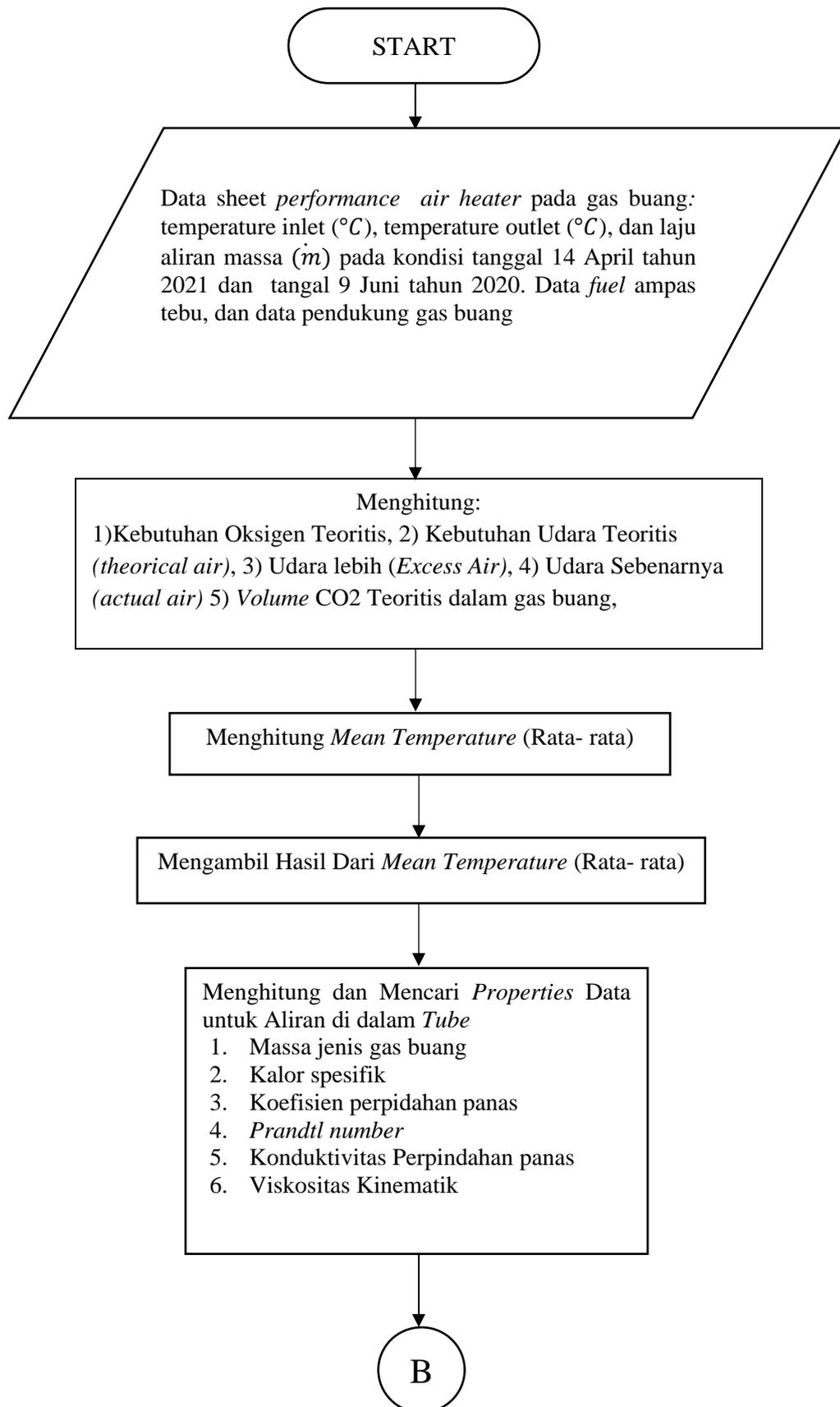


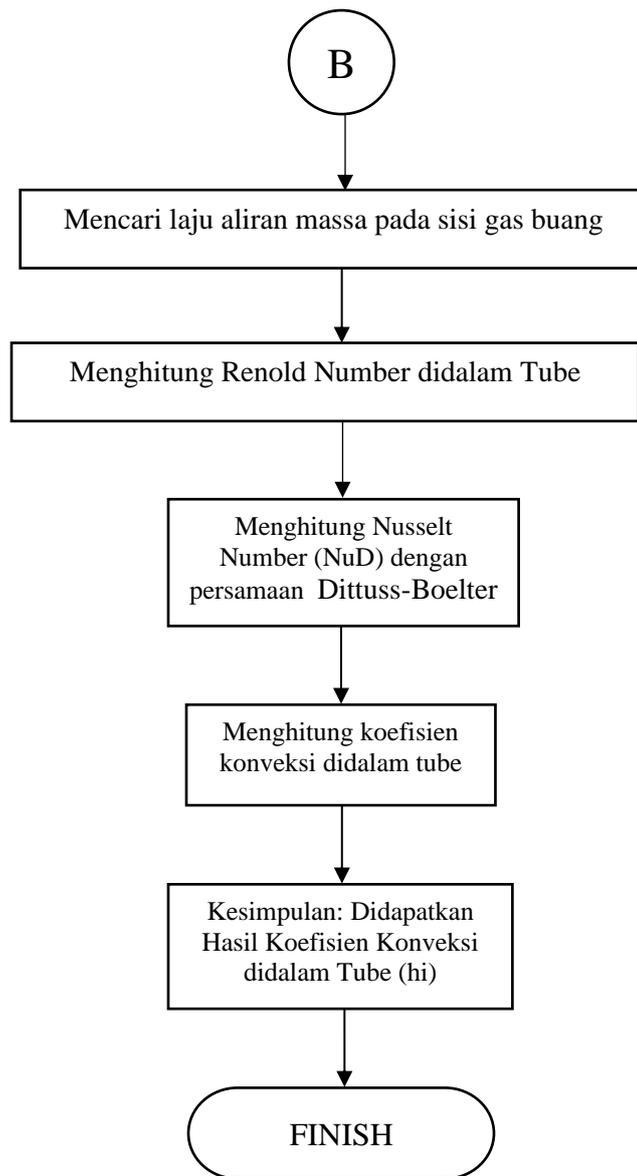


**Gambar 3. 2** Diagram Alir Pengerjaan Proyek Akhir

### 3.9 Urutan Perhitungan Menggunakan Diagram Alir

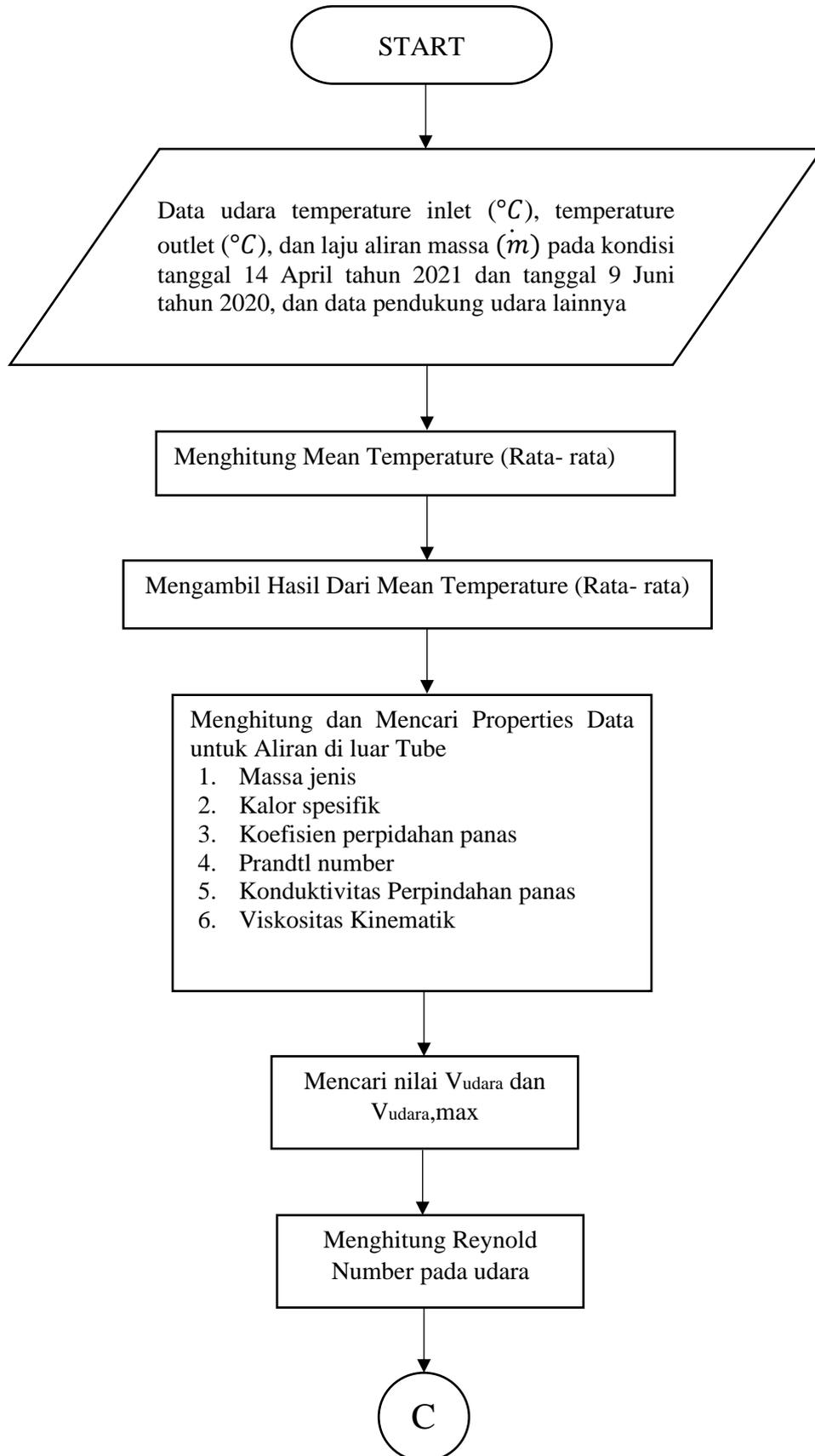
#### 3.9.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Dalam Tube

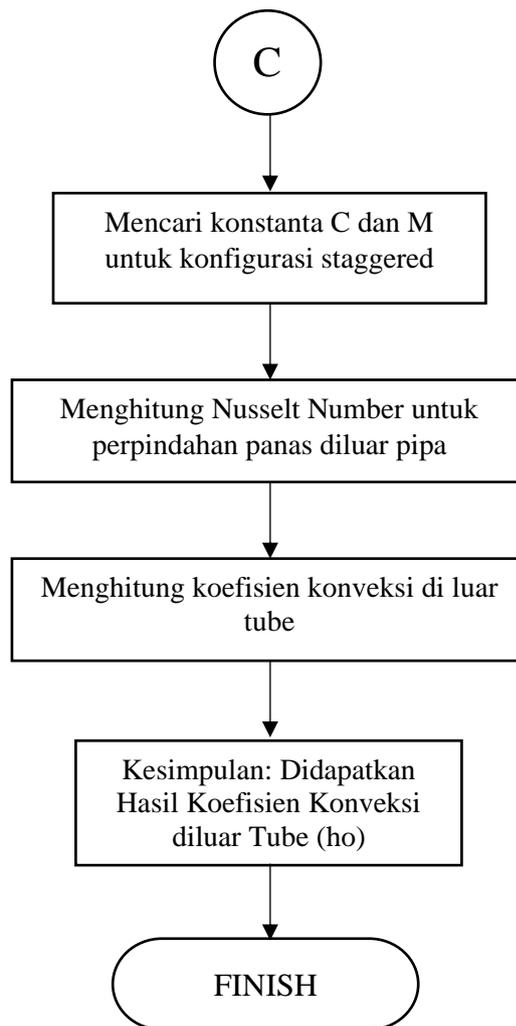




**Gambar 3. 3** Diagram Alir perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas didalam *tube*

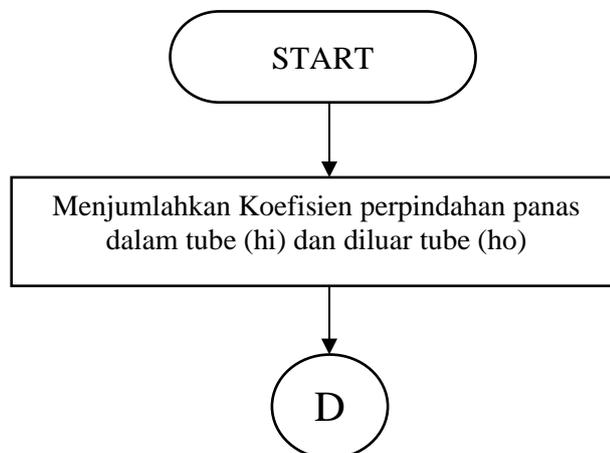
### 3.9.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Luar *Tube*

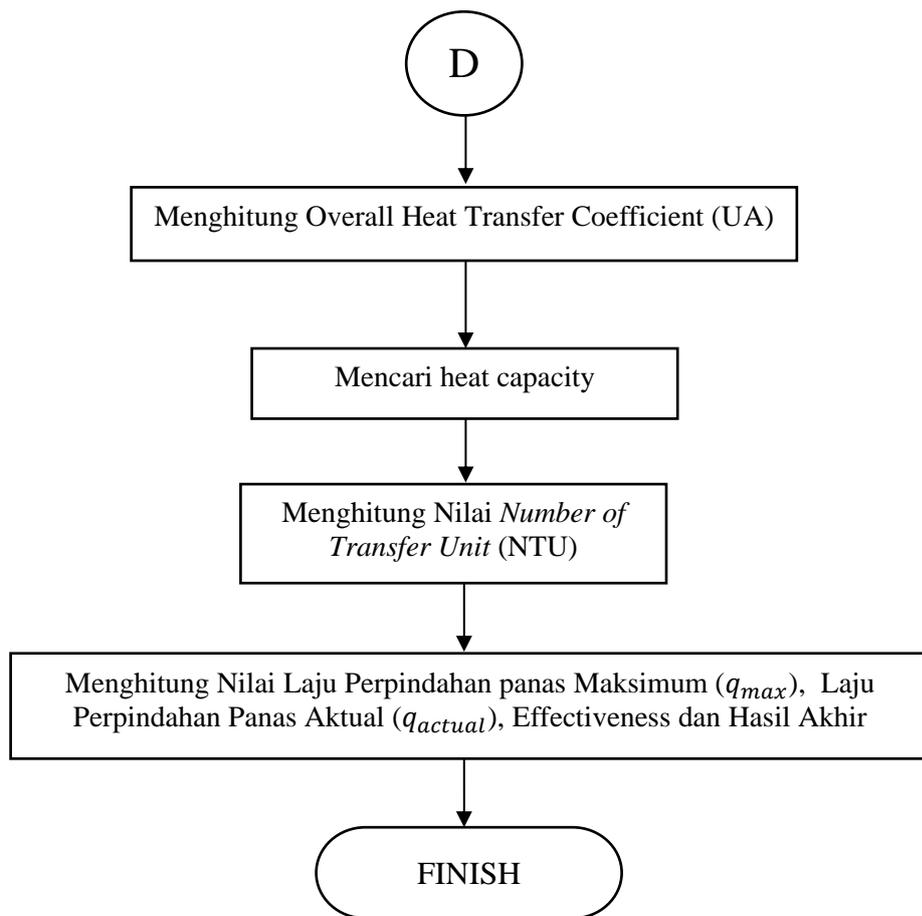




**Gambar 3. 4** Diagram alir perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas diluar *tube*

### 3.9.3 Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient*, Laju Perpindahan Panas, dan Metode *Effectiveness (ε) - Number Of Transfer Unit (NTU)*





**Gambar 3. 5** Diagram alir perhitungan laju perpindahan panas, *effectiveness*, *Number Of Transfer Unit (NTU)* pada *air heater*

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini, akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan laju perpindahan panas dan efektivitas pada *air heater* boiler Tjoekir Jombang sesuai dengan rumusan masalah diatas.

### 4.1 Data Untuk Perhitungan

Dalam perhitungan bab ini menggunakan data- data tanggal 09 Juni tahun 2020 yang sudah tertuang pada bab 3 dimana data tersebut terdiri dari data spesifikasi *size tube air heater* dan data *performance* yang terjadi pada saat pengoperasian *air heater* berupa temperature inlet, outlet pada sisi gas buang dan udara. Untuk data spesifikasi *size tube air heater* didapat dari bagian instalasi begitu juga data *performance air heater* saat beroperasi pada tanggal 09 Juni 2020. Sedangkan data komposisi kimia bahan bakar ampas tebu didapat dari bagian analisa pabrik gula Tjoekir Jombang.

#### 4.1.1. Data Spesifikasi Air Heater Tube Boiler Tjoekir Jombang

Berikut adalah data - data dimensi *air heater* yang didapat dari bagian instalasi pabrik gula Tjoekir Jombang, yang diperlukan dalam perhitungan perpindahan panas pada *air heater*.

**Tabel 4. 1** Spesifikasi Size Air Heater Tjoekir Jombang

<b>Spesifikasi Size Air heater Tube Stork 3 boiler PG Tjoekir</b>			
No.	Keterangan	Dimensi	Units
1	Diameter Luar (Do)	70	mm
2	Diameter Dalam (Di)	67	mm
3	Panjang pipa ( $L_{tube}$ )	4200	mm
4	Tebal Pipa	3	mm
5	Banyak pipa ( $N_t$ )	665	
6	ST	145	mm
7	SL	125	mm
8	Laluan sisi udara	3	
9	Material Pipa	carbon steel (SA-210 Grade A1)	

#### 4.1.2. Komposisi Kimia Bahan Bakar Boiler PG Tjoekir Jombang

Boiler Tjoekir Jombang dalam pengoperasiannya menggunakan bahan bakar *ampas tebu*. 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* tanggal 09 Juni 2020 adalah sebagai berikut:

**Tabel 4. 2** Data Analisis Bahan Bakar Boiler Tjoekir Jombang

<b>Data Analisis Kandungan Bahan Bakar Ampas Tebu</b>			
<b>No.</b>	<b>Kandungan</b>	<b>Operasi</b>	<b>Units</b>
1	Carbon	23,70	(% weight)
2	Hidrogen	3,52	(% weight)
3	Oksigen	22,18	(% weight)
4	H2O	49,29	(% weight)
5	Ash	1,31	(% weight)

**4.1.3. Data Air Heater Tjoekir Jombang Untuk Perhitungan Perpindahan Panas**

Data dibawah ini adalah data performance *air heater* pada tanggal 09 Juni 2020 yang didapat dari bagian instalasi Tjoekir Jombang. Data- data gas buang, udara, dan analisis gas buang pada boiler Tjoekir Jombang adalah sebagai berikut:

**Tabel 4. 3** Data Gas Buang dan Udara pada Air Heater Tjoekir Jombang

<b>No.</b>	<b>Keterangan</b>	<b>Operasi</b>	<b>Units</b>
1	Temperatur gas buang masuk rata – rata ( $T_{h,i}$ )	294,34264	°C
2	Temperatur gas buang keluar rata – rata ( $T_{h,o}$ )	195,12538	°C
3	Temperatur udara masuk rata – rata ( $T_{c,i}$ )	32,92475	°C
4	Temperatur udara keluar rata – rata ( $T_{c,o}$ )	192,62392	°C
5	Laju aliran massa gas buang	-	Kg/H
6	Laju aliran massa udara	44865,74362	Kg/H

**Tabel 4. 4** Data Analisis Gas Buang pada Air Heater Outlet

<b>No.</b>	<b>Kandungan Gas Buang</b>	<b>Air Heater Outlet</b>
1	Oxygen (O2)	5.71%
2	Carbon dioxide (CO2)	13.80%
3	Carbon Monoxide (CO)	0.98%
	Nitrogen (N2)	79,51%

## 4.2 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran di Stork 3 Boiler PG Tjoekir Jombang

### 4.2.1. Perhitungan Stokiometri Udara yang Dibutuhkan untuk Pembakaran Ampas Tebu

Untuk menghitung kebutuhan udara teoritis yang diperlukan untuk membakar sempurna sejumlah bahan bakar tertentu, dapat dihitung dengan menggunakan komposisi kandungan ampas tebu seperti yang terlihat pada Tabel 4.2. Dari data analisis dengan jumlah sampel ampas tebu 100 kg, maka reaksi kimianya adalah sebagai berikut:

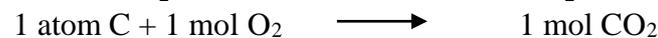
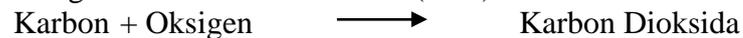
**Tabel 4. 5** Berat Atom dan Berat Molekul

Unsur	Simbol	Berat Atom	Berat Molekul
Carbon	C	12	
Hidrogen	H <sub>2</sub>	1	2
Oxygen	O <sub>2</sub>	16	32
Air	H <sub>2</sub> O		(2 x 1) + 16 = 18
Nitrogen	N <sub>2</sub>	14	28

#### a) Persenyawaan Kimia Pembakaran (Unsur Bahan Bakar)

Asumsi:

- Seluruh unsur karbon (C) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan karbon dioksida (CO<sub>2</sub>)



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

12 kg karbon memerlukan 32 kg oksigen membentuk 44 kg karbon dioksida, oleh karena itu 1 kg karbon memerlukan 32/12 kg atau 2,667 kg oksigen



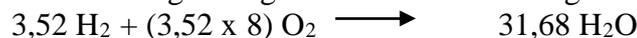
$$\text{O}_2 \text{ yang dibutuhkan} = \frac{32}{12} \times 23,7 = 63,20 \frac{\text{kg}}{\text{kg bb}}$$

- Seluruh unsur hidrogen (H) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan air atau uap air (H<sub>2</sub>O)



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

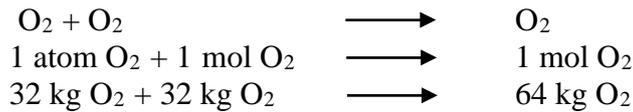
4 kg hidrogen memerlukan 32 kg oksigen membentuk 36 kg air, oleh karena itu 1 kg hidrogen memerlukan 32/4 kg atau 8 kg oksigen



$$\text{O}_2 \text{ yang di butuhkan} = \frac{32}{4} \times 3,52 = 28,16 \frac{\text{kg}}{\text{kg bb}}$$

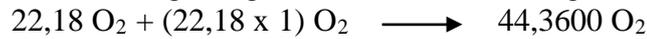
- Seluruh unsur Oksigen (O<sub>2</sub>) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan Oksigen (O<sub>2</sub>)





$$1 \text{ kg O}_2 \text{ memerlukan} = \frac{32}{32} \times \text{kg O}_2 = 1 \text{ kg O}_2$$

32 kg oksigen memerlukan 32 kg oksigen membentuk 64 kg oksigen, oleh karena itu 1 kg oksigen memerlukan 32/32 kg atau 1 kg oksigen



$$\text{O}_2 \text{ yang di butuhkan} = \frac{32}{32} \times 22,18 = 22,18 \frac{\text{kg}}{\text{kg bb}}$$

- Pada bahan bakar ampas tebu yang digunakan tidak mengandung unsur sulfur, sehingga dapat diabaikan.
- H<sub>2</sub>O yang terkandung dalam bahan bakar maupun udara pembakaran, tidak turut bereaksi dengan oksigen pada proses pembakaran di dalam *furnace*, dilihat dari data analisis gas buang tidak ada kandungan H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> dalam gas buang boiler.

b) Perhitungan Kebutuhan O<sub>2</sub> Teoritis

Total O<sub>2</sub> teoritis yang dibutuhkan = O<sub>2</sub> teoritis yang diperlukan oleh karbon + O<sub>2</sub> teoritis yang diperlukan oleh hidrogen

$$\begin{aligned} \text{Maka } O_2 \text{ teoritis} &= (C \times O_2 \text{ per kg C}) + (H_2 \times O_2 \text{ per kg H}_2) \\ &= (23,7 \times 2,667) \text{ kg} + (3,52 \times 8) \text{ kg} \\ &= (63,2079 + 28,16) \text{ kg} \\ &= 91,3679 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

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

$$\begin{aligned} \text{TA} &= \frac{(O_2 \text{ teoritis} - O_2 \text{ sebenarnya dalam } 100 \text{ kgbb})}{0.232} \\ &= \frac{(91,3679 - 5,71) \text{ kg udara}}{0.232} \\ &= 381,241 \text{ kg udara} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Udara teoritis yang dibutuhkan} &= 381,241 \frac{\text{kg udara}}{100 \text{ kgbb}} \\ &= 3,81241 \frac{\text{kg udara}}{\text{kgbb}} \end{aligned}$$

Jadi untuk membakar setiap kg ampas tebu secara teoritis di butuhkan udara sebesar 3,81241 kg udara.

#### 4.2.2. Perhitungan Kandungan CO<sub>2</sub> Teoritis dalam Gas Buang

Sangat perlu untuk menghitung kandungan CO<sub>2</sub> dalam gas buang, karena dapat digunakan untuk menghitung udara lebih dalam gas buang. Dalam jumlah tertentu udara lebih diperlukan untuk pembakaran sempurna, namun jika terlalu banyak udara lebih bisa menyebabkan terjadinya losses dan jika terlalu sedikit udara lebih bisa juga menyebabkan pembakaran tidak sempurna. CO<sub>2</sub> dalam gas buang dapat dihitung sebagai berikut:

a) Perhitungan Nitrogen dalam Gas Buang

$$\begin{aligned} N_2 \text{ dalam Gas Buang} &= \text{TA} - O_2 \text{ teoritis} \\ &= (381,241 - 91,3679) \text{ kg} \\ &= 289,873 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{mol } N_2 &= \frac{N_2}{\text{molecular weight } N_2} \\
 &= \frac{289,873 \text{ kg}}{28} \\
 &= 10,353 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

b) Perhitungan CO<sub>2</sub> Teoritis dalam Gas Buang

$$\begin{aligned}
 \text{mol } CO_2 &= \frac{CO_2}{\text{molecular weight } CO_2} \\
 &= \frac{86,908 \text{ kg}}{44} \\
 &= 1,975 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ volume } CO_2 \text{ teoritis} &= \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \times 100 \% \\
 &= \frac{1,975}{1,975 + 10,353} \times 100 \% \\
 &= 16,022 \%
 \end{aligned}$$

#### 4.2.3. Perhitungan Udara Lebih (*Excess Air*)

Setelah diketahui persentase kandungan CO<sub>2</sub> teoritis dalam gas buang, langkah berikutnya adalah mengukur persentase kandungan CO<sub>2</sub> sebenarnya dalam gas buang. Pada Tabel 4.4 analisis gas buang, diketahui bahwa persentase kandungan CO<sub>2</sub> terukur dalam gas buang keluar *air heater outlet* adalah sebesar 13,80 %.

a) Perhitungan Presentase Udara Lebih (% *Excess Air*)

$$\begin{aligned}
 \% \text{ EA} &= \left[ \frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \times 100 \% \\
 &= \left[ \frac{16,022}{13,80} - 1 \right] \times 100 \% \\
 &= 5,409 \%
 \end{aligned}$$

b) Perhitungan Udara Sebenarnya (*Actual Air*)

Jumlah total udara yang diperlukan untuk 100 kg bahan bakar yang terbakar dengan udara lebih 5,409 % adalah:

$$\begin{aligned}
 AA &= TA \times \left[ \frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} \right] \\
 &= 381,241 \times \left[ \frac{16,022 \%}{13,80 \%} \right] \\
 &= 401,862 \frac{\text{kg udara}}{100 \text{ kgbb}} \\
 &= 4,01862 \frac{\text{kg udara}}{\text{kgbb}}
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 EA &= AA - TA \\
 &= (401,862 - 381,241) \text{ kg udara} \\
 &= 20,621 \text{ kg udara}
 \end{aligned}$$

$$O_2 (23,2\%) = 20,621 \times 0,232 = 4,784 \text{ kg}$$

$$N_2 (76,8\%) = 20,621 - 4,784 = 15,837 \text{ kg}$$

Jumlah kandungan akhir unsur gas buang dengan udara berlebih 5,409 % untuk setiap 100 kg bahan bakar adalah

$$\begin{aligned}
CO_2 &= 86,9079 \text{ kg} \\
O_2 &= 44,3600 \text{ kg} \\
H_2O &= 31,6800 \text{ kg} \\
N_2 &= (289,873 \text{ kg } N_2 \text{ dalam gas buang} + 15,837 \text{ kg } N_2 \text{ dalam udara} \\
&\quad \text{berlebih}) \\
&= 305,7103 \text{ kg}
\end{aligned}$$

#### 4.2.4. Perhitungan Presentase Volume CO<sub>2</sub> Teoritis dalam Gas Buang Kering

a) Jumlah Mol Kandungan Akhir Unsur Gas Buang

Setelah didapat hasil perhitungan jumlah unsur dalam satuan berat, kemudian dapat di hitung jumlah unsur berdasarkan satuan volum sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
Mol \ CO_2 &= \frac{Massa \ CO_2}{Molecular \ Weight \ CO_2} \\
&= \frac{86,9079}{12} \\
&= 7,242325
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Mol \ H_2O &= \frac{Massa \ H_2O}{Molecular \ Weight \ H_2O} \\
&= \frac{31,6800}{18} \\
&= 1,760000
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Mol \ O_2 &= \frac{Massa \ O_2}{Molecular \ Weight \ O_2} \\
&= \frac{44,3600}{32} \\
&= 1,386250
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Mol \ N_2 &= \frac{Massa \ N_2}{Molecular \ Weight \ N_2} \\
&= \frac{305,7103}{28} \\
&= 10,918226
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Mol \ Total \ Gas \ Buang &= Mol \ (CO_2 + H_2O + O_2 + N_2) \\
&= 7,242325 + 1,760000 + 1,386250 + 10,918226 \\
&= 21,306801
\end{aligned}$$

b) Presentase Kandungan Akhir Unsur Gas Buang

$$\begin{aligned}
\% \ CO_2 &= \frac{Mol \ CO_2}{Mol \ total} \times 100\% \\
&= \frac{7,242325}{21,306801} \times 100\% \\
&= 13,9907 \ %
\end{aligned}$$

$$\% \ H_2O = \frac{Mol \ H_2O}{Mol \ total} \times 100\%$$

$$= \frac{1,760000}{21,306801} \times 100\%$$

$$= 8,2603 \%$$

$$\% O_2 = \frac{Mol O_2}{Mol total} \times 100\%$$

$$= \frac{1,386250}{21,306801} \times 100\%$$

$$= 6,5061 \%$$

$$\% N_2 = \frac{Mol N_2}{Mol total} \times 100\%$$

$$= \frac{10,918226}{21,306801} \times 100\%$$

$$= 71,2429 \%$$

### 4.3 Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Efektivitas Air Heater

#### 4.3.1. Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di dalam Tube

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 Flue Gas

Dalam menentukan properties flue gas dibantu dengan menggunakan 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:

$$T_{h,i} = 294,34264 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 567,34264 \text{ K}$$

$$T_{h,o} = 195,12538 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 468,12538 \text{ K}$$

$$T_{f,h} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}$$

$$= \frac{(567,34264 + 468,12538)}{2}$$

$$= 517,73401 \text{ K}$$

**Tabel 4. 6** Properties Flue Gas

Properties	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
$C_p \left( \frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$	1.031	1.990	0.978	1.059
$\rho \left( \frac{kg}{m^3} \right)$	1.025	0.4263	0.7449	0.6521
$v \cdot 10^{-6} \left( \frac{m^2}{s} \right)$	23.33	41.65	41.85	40.59
$P_r$	0.724	0.996	0.720	0.7007
$k \cdot 10^{-3} \left( \frac{W}{m \cdot K} \right)$	33.95	35.32	42.23	39.89
$\mu \cdot 10^{-7} \left( \frac{N \cdot s}{m^2} \right)$	238.09	176.78	310.64	263.73

Untuk menentukan besar dari nilai  $C_{ph}$  dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing – masing gas.

$$\begin{aligned} C_{\rho_h} &= (C_p CO_2) \cdot (\% CO_2) + (C_p H_2O) \cdot (\% H_2O) + (C_p O_2) \cdot (\% O_2) + (C_p N_2) \cdot (\% N_2) \\ &= (1,031) \cdot (13,9907) + (1,990) \cdot (8,2603) + (0,978) \cdot (6,5061) \\ &\quad + (1,059) \cdot (71,2429) \\ &= 1,121 \text{ kJ}/\text{kg.k} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \rho_h &= 0,7662 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ v_h &= 34,89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k_h &= 37,65 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{m.K} \\ P_{r,h} &= 0,734 \\ \mu_h &= 250,89 \cdot 10^{-7} \text{ N.s}/\text{m}^2 \end{aligned}$$

2) Perhitungan Laju Aliran Gas Buang ( $\dot{m}_h$ )

Dengan menggunakan prinsip *energi balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ \dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) &= \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ \dot{m}_h &= \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{ph} (T_{h,i} - T_{h,o})} \\ \dot{m}_h &= \frac{44,86574362 \frac{\text{T}}{\text{H}} \cdot 1,0130 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.k}} (465,62392 \text{ K} - 305,92475 \text{ K})}{1,121 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.k}} (567,34264 \text{ K} - 468,12538 \text{ K})} \\ \dot{m}_h &= 65,25750826 \frac{\text{T}}{\text{H}} \end{aligned}$$

3) Perhitungan Reynold Number (Re)

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{4 \cdot \dot{m}_h}{\pi \cdot N \cdot D_i \cdot \mu_h} \\ &= \frac{4 \cdot 65,25750826 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600}}{\pi \cdot 665 \cdot 0,067 \cdot 250,89 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}} \\ &= 20647,3943 \end{aligned}$$

4) Perhitungan Nusselt Number ( $N_u$ )

Dengan  $Re = 20647,3943$  maka aliran di dalam tube termasuk aliran turbulen sehingga digunakan korelasi *Dittus Boelter*:

$$N_{u_D} = 0,023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot P_r^n$$

Dengan syarat:

$$0.6 \leq P_r \leq 160$$

$$Re_D \geq 10000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

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

$$N_{uD} = 0,023 \cdot R_e^{\frac{4}{5}} \cdot P_r^n$$

$$= 0,023 \cdot 20647,3943^{4/5} \cdot 0,734^{0,4}$$

$$= 57,53429724$$

- 5) Perhitungan koefisien perpindahan panas di dalam pipa ( $h_i$ )

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

$$= \frac{57,53429724 \cdot 37,65 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0.067 m}$$

$$= 32,32956864 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.2. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di Luar Tube ( $h_o$ )

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

- 1) Properties Air (Udara)

Properties udara 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:

$$T_{c,i} = 32,92475 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 305,92475 \text{ K}$$

$$T_{c,o} = 192,62392 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 465,62392 \text{ K}$$

$$T_{f,c} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2}$$

$$= \frac{(305,92475 + 465,62392)}{2}$$

$$= 385,77433 \text{ K}$$

Dari tabel sifat – sifat udara pada temperatur 385,77433 K dengan cara interpolasi didapat sebagai berikut:

$$c_{p,c} = 1,013 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\rho_c = 0,9064 \text{ kg/m}^3$$

$$k_c = 32,72 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$P_{r,c} = 0,700$$

$$\mu_c = 223,87 \cdot 10^{-7} \text{ N.s/m}^2$$

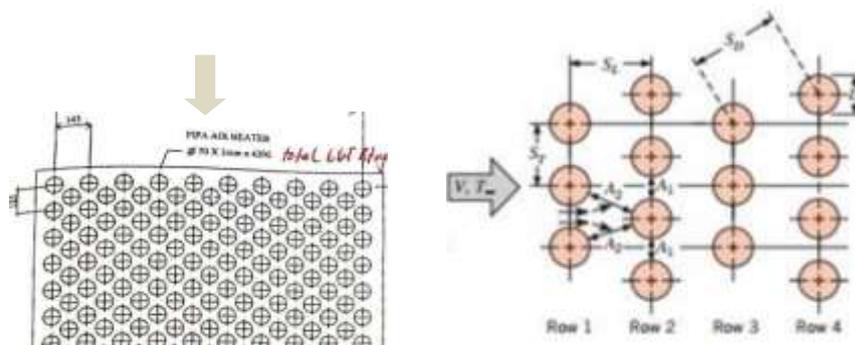
$$v_c = 24,85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

## 2) Perhitungan Reynold Number (Re)

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

$$\begin{aligned} V_{udara} &= \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot (N_{row} \cdot ST \cdot L)} \\ &= \frac{44865,74362 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600}}{0,9064 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(70 \cdot 0,145 \cdot \frac{4,2}{3}\right)} \\ &= 0.967657748 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Untuk susunan tube staggered, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



**Gambar 4. 1** Susunan Tube Staggered

Dengan diketahui

$$ST = 145 \text{ mm}$$

$$SL = 125 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan pitagoras sehingga didapatkan  $SD = 95,72 \text{ mm}$

$V_{udara,max}$  jika terjadi di A2:

$$\begin{aligned} S_D &= \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2} \\ &= \left[ 125^2 + \left( \frac{145}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{145 + 70}{2} \\ 144,503 &< 107,5 \end{aligned}$$

$V_{udara,max}$  jika terjadi di A1:

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$$2(95,72 - 70) < (145 - 70)$$

$$51.44189719 < 75$$

Karena sesuai dengan syarat A1, sehingga :

$$V_{udara,max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_{udara}$$

$$= \frac{0,145 \text{ m}}{0,145 \text{ m} - 0,070 \text{ m}} 0,967657748 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$= 1,87080498 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

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

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho_c \cdot V_{udara,max} \cdot D_o}{\mu_c}$$

$$= \frac{0,906 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,87080498 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,070 \text{ m}}{223,87 \cdot 10^{-7} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$= 5301,866685$$

3) Perhitungan Laju Aliran Kalor yang di Terima Udara ( $q_{udara}$ )

Besarnya beban panas yang dipindahkan dari gas buang ke udara yang ada di luar tube air heater akan didapatkan dalam persamaan energi sebagai berikut:

$$q_{udara} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c_o} - T_{c_i})$$

$$= 44865,74362 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600 \text{ s}} \cdot 1,013 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (465,62392 - 305,92475) \text{ K}$$

$$= 12.46270656 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 161,7078 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$= 2015,316557 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Maka beban panas yang diterima udara dari setiap *tube* pada gas buang dapat dihitung dengan persamaan:

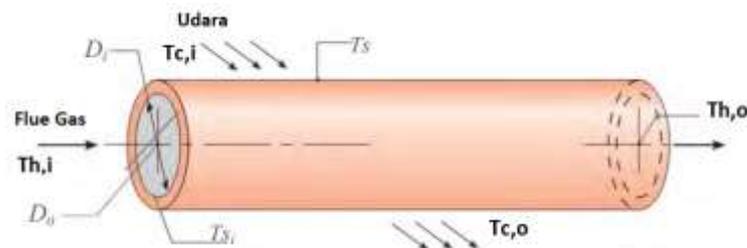
$$q_{tube,udara} = \frac{q_{udara}}{N}$$

$$= \frac{2015,316557 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{665}$$

$$= 3,030551214 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

4) Perhitungan Prandtl Number pada Surface ( $Pr_s$ )

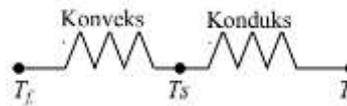
Untuk memperoleh nilai  $Pr_s$  harus mengetahui temperatur surface ( $T_s$ ) terlebih dahulu dengan melakukan perhitungan sebagai berikut:



**Gambar 4. 2** Perpindahan Panas yang Terjadi pada Air Heater Tube

Perhitungan mencari  $Pr_s$  menggunakan asumsi:

- Radiasi diabaikan
- Kondisi tunak (Steady State)
- Kondisi satu dimensi arah radial
- Hambatan kontak diabaikan



Keterangan:

$T_{S,i}$  : Temperatur Surface di dalam Tube (K)

$T_S$  : Temperatur Surface di luar Tube (K)

$T_{f,h}$  : Temperatur Gas Buang dalam Tube (K)

$T_{f,h}$  :  $T_{S,i}$

Namun, karena pada tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids* dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1891* tidak terdapat SA-210 Grade A1, maka dapat diasumsikan bahan tube berupa *carbon steel: plain carbon* dan pada  $T_{f,c} = 385,77434$  K dengan cara interpolasi di dapatkan Nilai konduktifitas termal ( $k$ ) yaitu:

$$k_{tube} = 57,319 \frac{W}{m \cdot K}$$

Sehingga  $T_S$  bisa dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$q_{tube,udara} = \frac{T_S - T_{f,c}}{\frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube} \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i}}$$

$$T_S = T_{f,c} + q_{tube,udara} \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube} \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \cdot h_i}$$

$$= 385,774335 \text{ K} + 3,030551214 \cdot 10^3 \text{ W} \frac{\ln \frac{0,035 \text{ m}}{0,0335 \text{ m}}}{2 \cdot \pi \cdot 57,319 \frac{W}{m \cdot K} \cdot \frac{4,2}{3} \text{ m}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,0335 \text{ m} \cdot \frac{4,2}{3} \text{ m} \cdot 32,32956864 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$= 385,774335 \text{ K} + 106,2162 \text{ K}$$

$$= 491,8967312 \text{ K}$$

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 udara pada temperatur surface ( $T_s$ ) pada *air heater tube*:

$$(Pr_s) = 0.6843$$

5) Perhitungan Nusselt Number ( $Nu$ )

Dengan  $Re_{Dmax} = 5301,866685$  maka menggunakan korelasi yang direkomendasikan untuk semua jajaran pipa yaitu korelasi Zukauskas.

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

Dengan syarat

$$N_L \geq 20$$

$$0.7 \geq Pr \leq 500$$

$$1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \cdot 10^6$$

Untuk menghitung nilai  $N_{uD}$  maka harus mencari nilai semua properties yang dibutuhkan dalam persamaan tersebut. Untuk nilai  $C_1$  dan  $m$  didapatkan dari tabel *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 *Staggered* dimana

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	0.63
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3-2 \times 10^5$	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

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

**Gambar 4. 3** Tabel *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 (hal.470)*

$$\frac{S_T}{S_L} < 2 \text{ dimana,}$$

$$\frac{145}{125} = 1,16 < 2, \text{ dan}$$

$$10^3 < Re_{D,max} < 2 \times 10^5, \text{ dimana}$$

$$10^3 < 5301,8667 < 2 \times 10^5$$

maka didapatkan:

$$C_1 = 0,40$$

$$m = 0,60$$

Setelah semua properties untuk mencari  $N_{uD}$  diketahui, maka substitusikan properties tersebut ke persamaan:

$$N_{uD} = C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 0,40 \cdot 5301,866685 \cdot 0,700^{0,60} \cdot \left(\frac{0,700}{0,6843}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 46,47668501$$

6) Perhitungan koefisien perpindahan panas di luar pipa ( $h_o$ )

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_D \cdot k_c}{D_o} \\ &= \frac{46,47668501 \cdot 33,10 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0,070 \text{ m}} \\ &= 21,97683248 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

#### 4.3.3. Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (UA)

Untuk perhitungan overall heat transfer coefficient (UA) menggunakan nilai  $k_{tube}$  diperoleh dari  $T_s = 491,9905558 \text{ K}$  dengan bantuan tabel A.1 *Thermophysical Properties of Matter* menggunakan material *carbon steel*, sehingga  $k_{tube} = 52,6984 \text{ W/m.K}$ , sehingga UA dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube} \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \\ \frac{1}{UA} &= \frac{1}{32,30098717 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot (\pi \cdot 4,2 \text{ m} \cdot 0,067 \text{ m})} + \\ &\frac{\ln\left(\frac{0,070 \text{ m}}{0,067 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 52,6984 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \cdot 4,2 \text{ m}} + \frac{1}{21,97686262 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot (\pi \cdot 4,2 \text{ m} \cdot 0,070 \text{ m})} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{0,008428497 \frac{\text{W}}{\text{K}}} \\ UA &= 118,6451156 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Jadi nilai UA adalah:

$$UA \times N = 118,6451156 \frac{\text{W}}{\text{K}} \times 665 = 78899,00187 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

#### 4.3.4. Perhitungan Nilai NTU (Number Of Transfer Unit)

Terlebih dahulu menghitung *heat capacity cold* ( $C_c$ ) dan *heat capacity hot* ( $C_h$ ), dengan persamaan berikut

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \\ &= 12,4627 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,013 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kJ}} \\ &= 12619,45542 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \\ &= 18,12708563 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,121 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{\text{kJ}} \\ &= 20320,63357 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Sehingga, nilai Cr dapat diperoleh dari persamaan:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{12619,45542 \frac{J}{s \cdot K}}{20320,63357 \frac{J}{s \cdot K}} \\
&= 0.621016829
\end{aligned}$$

Dimana,

$$C_{min} = C_c \text{ heat capacity cold } \left( \frac{kJ}{s \cdot K} \right)$$

$$C_{max} = C_h \text{ heat capacity hot } \left( \frac{kJ}{s \cdot K} \right)$$

Sehingga untuk mendapatkan nilai NTU dapat menggunakan persamaan berikut,

$$\begin{aligned}
NTU &= \frac{UA}{C_{min}} \\
&= \frac{78899,00187 \frac{W}{K}}{12619,45542 \frac{J}{s \cdot K}} \\
&= 6,252171684
\end{aligned}$$

#### 4.3.5. Perhitungan Laju Perpindahan Maksimum ( $q_{max}$ ), Laju Perpindahan Panas Aktual ( $q_{actual}$ ), dan Effectiveness ( $\epsilon$ )

##### 4.3.5.1 Perhitungan $q_{max}$

Untuk mendapatkan nilai laju perpindahan panas maksimum yang terjadi pada air heater dapat menggunakan persamaan

$$\begin{aligned}
q_{max} &= C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \\
&= 12619,45542 \frac{J}{s \cdot K} (567.34264 - 305.92475) K \\
&= 3298951,41 \frac{J}{s} \\
&= 3298951,41 W \\
&= 3,29895141 MW
\end{aligned}$$

##### 4.3.5.2 Perhitungan $q_{actual}$ dan Effectiveness

Untuk mengetahui nilai  $q_{actual}$  dapat menggunakan persamaan 2.30 yang terjadi pada air heater yaitu

$$q_{actual} = \epsilon \cdot C_{min} (T_{hi} - T_{ci})$$

dimana nilai effectiveness dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang dapat dicari pada tabel 2.2 *Heat Exchanger Effectiveness Relations* dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera*. Karena pada *air heater* aliran yang terjadi adalah *cross-flow* dengan fluida nya yang satu bercampur sedang yang satunya tidak bercampur (*one fluid mixed and the other unmixed*), maka didapatkan perumusan *Effectiveness*:

$$\begin{aligned}
\epsilon &= 1 - \exp(-Cr^{-1}\{1 - \exp[-Cr(NTU)]\}) \\
&= 1 - \exp(0.621016829^{-1}\{1 - \exp[-0.621016829(6,252171684)]\}) \\
&= 0.793426472
\end{aligned}$$

Sehingga nilai laju perpindahan panas aktualnya adalah

$$\begin{aligned}
 q_{actual} &= \varepsilon \cdot C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \\
 &= 0.793426472 \cdot 12619,45542 \frac{J}{s \cdot K} \cdot (567.34264 - 305.92475) K \\
 &= 2617475,38 \frac{J}{s} \\
 &= 2617475,38 W \\
 &= 2,61747538 MW
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama , digunakan untuk menghitung data dengan tahun 2020 dan 2021. Data yang telah dihitung kemudian didapatkan perbedaan pada perhitungan nilai effectiveness pada masing-masing tahun, yang kemudian dibuat dalam bentuk tabel sebagai berikut :

**Tabel 4. 7** Data Udara pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 April tahun 2021

Deskripsi	Unit	Tahun	
		2020	2021
Temperatur In	°C	32,92475	34,32847
	K	305,92475	307,32847
Temperatur Out	°C	192,62392	215,51629
	K	465,62392	488,51629
$T_f$ Udara	K	390,77433	386,92238
Air Flow	T/H	44,86574362	42,78348576
	Kg/s	12,46270656	11,88430160
$C_{p,c}$	kJ/kgK	1,013	1,014
$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>	0,9064	0,8762
$\mu_c$	W/mK	223,87	229,19
$\nu_c$	Ns/m <sup>2</sup>	24,85	26,18
$k_c$	W/mK	32,72	33,64
$P_{r,c}$		0,700	0,700

**Tabel 4. 8** Data Flue Gas pada tanggal 9 Juni tahun 2020 dan 14 April tahun 2021

Deskripsi	Unit	Tahun	
		2020	2021
Temperatur in	°C	294,34264	298,20316
	K	567,34264	571,20316
Temperatur out	°C	195,12538	191,57082
	K	468,12538	464,57082
$T_f$ Flue Gas	°C	244,73401	248,38699
	K	517,73401	521,38699
Flue Gas Flow	T/H	65,18596031	65,96164769
	Kg/s	18,10721120	18,32267991
$C_{p,h}$	kJ/kgK	1,122	1,117
$\rho_h$	kg/m <sup>3</sup>	0,7610	0,7696
$\mu_h$	W/mK	252,23	251,20
$\nu_h$	Ns/m <sup>2</sup>	35,33	34,79
$k_h$	W/mK	37,89	37,64

$Pr,h$		0,734	0,733
--------	--	-------	-------

Dari data properti diatas, didapatkan data hasil perhitungan sebagai berikut

**Tabel 4. 9** Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas didalam Tube pada Air Heater

Tahun	$\dot{m}$ (kg/s)	D (m)	$\mu$ (kg/m.s)	$Re_{D,in}$
2020	18,1270856	0,067	$250,89 \cdot 10^{-7}$	20647,3943
2021	18,3226799	0,067	$251,20 \cdot 10^{-7}$	21732,2186

Tahun	$Re_{D,in}$	Pr	$Nu_{D,in}$
2020	20647,3943	0,734	57,5342972
2021	20844,1407	0.733	57,9453701

Tahun	$Nu_{D,in}$	$k$ (W/m.K)	D (m)	$h_{in}$ (W/m.K)
2020	57,5342972	$37,65 \cdot 10^{-3}$	0,067	32,3295686
2021	57,9453701	$37,63 \cdot 10^{-3}$	0,067	32,5535587

**Tabel 4. 10** Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas di luar tube pada Air Heater

Tahun	$S_T$ (m)	$D_o$ (m)	$V_{udara}$ (m.s)	$V_{udara max}$ (m.s)
2020	0,145	0,070	0,967657748	1,87080498
2021	0,145	0,070	0,954448231	1,84526658

Tahun	$\rho$ ( $\frac{kg}{m^3}$ )	$V_{udara max}$ (m.s)	$D_o$ (m)	$\mu$ (kg/m.s)	$Re_{D,out}$
2020	0,9064	1,87080498	0,070	$223,87 \cdot 10^{-7}$	5301,866685
2021	0,8762	1,84526658	0,070	$229,19 \cdot 10^{-7}$	4938,427661

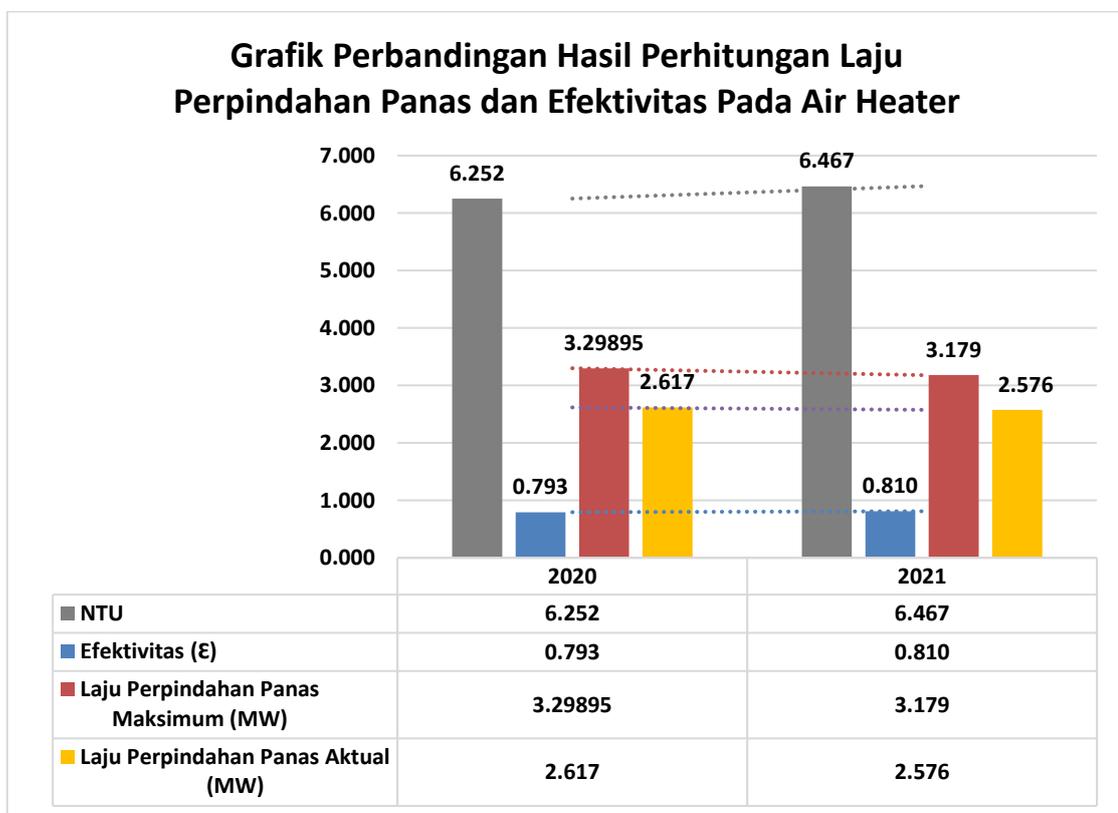
Tahun	C	$Re_{D,out}$	Pr	Prs	m	$Nu_{D,out}$
2020	0,40	5301,866685	0,700	0,6843	0,60	46,47668501
2021	0,40	4938,427661	0,700	0,6837	0,60	44,54724889

Tahun	$Nu_{D,out}$	$k$ (W/m.K)	$D_o$ (m)	$h_{out}$ (W/m.K)
2020	46,47668501	$32,72 \cdot 10^{-3}$	0,070	21,97683248
2021	44,54724889	$33,64 \cdot 10^{-3}$	0,070	21,40947202

**Tabel 4. 11** Hasil Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient, Laju Perpindahan Panas, Effectiveness ( $\epsilon$ ), Number Of Transfer Unit (NTU)

Tahun	UA (W/K)	NTU	$q_{max}$ (MW)	$q_{actual}$ (MW)	Efektivitas ( $\epsilon$ )
2020	78899,00187	6,25217	3.298951410	2.61747538	0,793426
2021	77914,19507	6,46686	3,179218396	2.57556656	0,810125

Dari data tabel diatas didapat nilai laju perpindahan panas dan effectiveness setiap tahun yang kemudian dibuat dalam bentuk grafik efektifitas, laju perpindahan panas maksimum, laju perpindahan panas actual, dan NTU terhadap tahun, yaitu sebagai berikut :



**Gambar 4. 4** Grafik Hasil Efektivitas, Laju Perpindahan Panas, dan NTU pada tanggal 9 Juni 2020 dan 14 April 2021

Dari grafik efektifitas dan laju perpindahan panas diatas dengan setiap tahun terlihat bahwa efektifitas yang terbaik pada tahun 2021 sedangkan laju perpindahan panas maksimum dan aktual yang tertinggi terjadi pada tahun 2020.

#### 4.3.6. Analisa Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan diatas terdapat perbedaan tingkat efektifitas air heater pada tahun 2020 dengan 2021, dimana tingkat efektifitas tertinggi berada pada tahun 2021. Hal ini disebabkan karena nilai rata-rata NTU yang tinggi dibandingkan pada kondisi yang lain. Selain itu ada salah satu faktor lainnya yang sangat berpengaruh terhadap perubahan efektifitas yaitu nilai Cr. Semakin kecil

nilai  $C_r$  maka semakin baik efektivitas nya. Nilai  $C_r$  ini dipengaruhi nilai  $C_{min}$  dan nilai  $C_{max}$ .  $C_{min}$  di dapat dari nilai perbandingan nilai  $C_{Cold}$  dan nilai  $C_{hot}$  dimana  $C_{Cold}$  dipengaruhi massa udara,  $C_p$  udara yang dapat lebih kecil ataupun lebih besar, dan  $C_{hot}$  dipengaruhi massa gas buang,  $C_p$  gas buang dapat lebih kecil ataupun besar pula, maka apabila didapat nilai  $C_{Cold}$  nya lebih kecil dari pada nilai  $C_{hot}$  sehingga didapat nilai  $C_{min}$  adalah  $C_{Cold}$ , dan apabila perbandingan nilai  $C_{hot}$  lebih kecil dari pada  $C_{Cold}$  maka didapat  $C_{min}$  adalah  $C_{hot}$ .

Dari perhitungan ini juga didapatkan nilai besar laju perpindahan panas actual dan maksimum, dimana nilai yang tinggi terjadi di tahun 2020. Hal ini disebabkan karena nilai rata-rata UA yang lebih besar karena tahanan thermal yg tinggi disebabkan pengotoran tube sehingga laju perpindahan panas meningkat dibandingkan tahun 2021. Selain itu terdapat salah factor juga yang berpengaruh terhadap besar laju perpindahan panas yaitu nilai  $C_{min}$  dan perbedaan temperature inlet pada gas buang dan udara. Semakin besar nilai  $C_{min}$  dan perbedaan temperature inlet pada sisi gas buang dan udara maka semakin besar juga nilai laju perpindahan panas yang terjadi begitu juga sebaliknya jika semakin kecil maka semakin kecil pula besar laju perpindahan panasnya. Laju perpindahan panas juga dipengaruhi oleh laju aliran massa gas buang, semakin banyak laju aliran massa gas buang maka akan semakin banyak juga udara (*air*) yang dibutuhkan untuk melepas panas.

#### 4.3.7. Aktivitas Pemeliharaan Berkala Tubular Air Heater Boiler Pabrik Gula Tjoekir

Berikut merupakan aktivitas pemeliharaan dan pemeriksaan yang dilakukan secara berkala pada air heater

**Tabel 4. 12** Aktivitas Pemeliharaan dan Pemeriksaan Berkala pada *Air Heater Boiler* Tjoekir

<b>Pemeliharaan dan Pemeriksaan Berkala</b>	<b>Aktivitas Pemeliharaan dan Pemeriksaan</b>	<b>Tindakan</b>	<b>Keterangan</b>
<b>Harian</b>	Pemeliharaan dan pembersihan kotoran yang menempel pada peralatan air heater secara visual	Membersihkan kotoran baik debu maupun kotoran lain yang berada disekitar area air heater	Ket: -
	Pemeriksaan kebocoran sisi gas buang dan udara pembakaran	Melakukan pemeriksaan kebocoran secara visual misal terdapat kelainan suara jika terjadi kebocoran, dan memeriksa baut baut pengencang peralatan	
<b>Bulanan</b>	Pemeliharaan kebocoran casing atau duct pada gas buang	Melakukan penitikan bagian yang terjadi kebocoran dan akan	Ket: Dilakukan

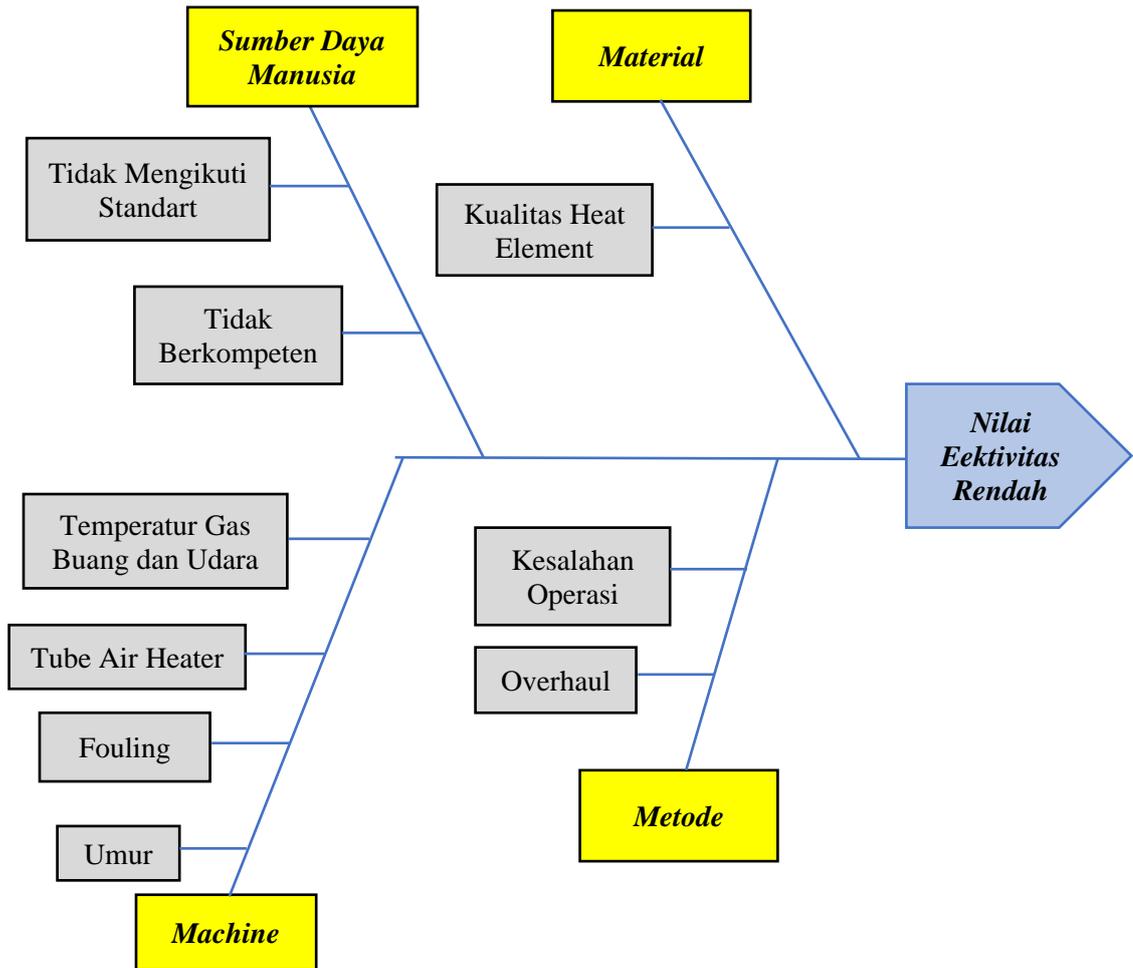
		dilakukan penggantian ketika <i>overhaul</i> , jika berpotensi dilakukan penambalan maka dapat dilakukan penambalan sementara	penitikan dan penambalan sementara pada kebocoran kecil
<b>Tahunan</b>	Pemeriksaan kemungkinan terjadi erosi, korosi, plugging, retak pada tube-tube	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Melakukan pencegahan terbentuknya kerak dan deposit dalam air heater,</li> <li>• Melakukan pencegahan korosi menggunakan zat yang dapat menghambat peristiwa korosif</li> </ul>	Ket: Tanggal 27 Maret 2021 dilakukan <i>mechanical cleaning</i> dan memberi bahan kimia anti kerak
	Pembersihan karena kerak dan <i>fouling</i> pada deposit abu didalam tube air heater	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Memberikan bahan kimia anti kerak,</li> <li>• <i>Off-line cleaning (acid cleaning)</i> dengan melarutkan kerak-kerak lama menggunakan asam-asam khusus ketika air heater berhenti beroperasi</li> <li>• melakukan <i>Mechanical cleaning</i> dengan sikat kawat, pahat, scrub, dan lain-lain karena deposit abu yang menempel pada pipa air heater</li> </ul>	

	Pemeriksaan thickness tube air heater	Melakukan inspeksi terhadap kelayakan pipa dari sisi ketebalan, jika tube sudah mengalami penipisan ketebalan maka dilakukan <i>retubing</i>	Ket: Dilakukan pembersihan deposit abu, menghilangkan korosi dan Tanggal 28 Maret 2021 dilakukan penggantian pipa 50 batang bahan carbon steel SA-210 Grade A1 ( <i>overhaul</i> )
	Pemeriksaan kondisi isolasi casing dan pemeriksaan sisi luar backpass casing plate terhadap kebocoran	Melakukan penggantian pada casing yang sudah dilakukan penitikan atau penambalan sementara ketika mengalami kebocoran saat operasi	Ket: Tanggal 1 April 2021 dilakukan penggantian casing sisi selatan

#### 4.3.8. Identifikasi Masalah Dengan Menggunakan Diagram *Fishbone*

##### 1.3.8.1 Diagram *Fishbone* Nilai Efektivitas *Air Heater* Rendah

Berdasarkan hasil perhitungan dengan membandingkan nilai Efektivitas Air Heater tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021, di hasilkan bahwa terjadi peningkatan Efektivitas pada *air heater*. Untuk mengetahui penyebab terjadinya rendahnya nilai efektivitas pada *air heater* sebelum tahun 2021 atau tepatnya terjadi tanggal 9 Juni 2020 maka dilakukan analisa pemecahan masalah menggunakan *fishbone* diagram sebagai berikut :



**Gambar 4. 5** Diagram *Fishbone* Nilai Efektivitas *Air Heater* Rendah

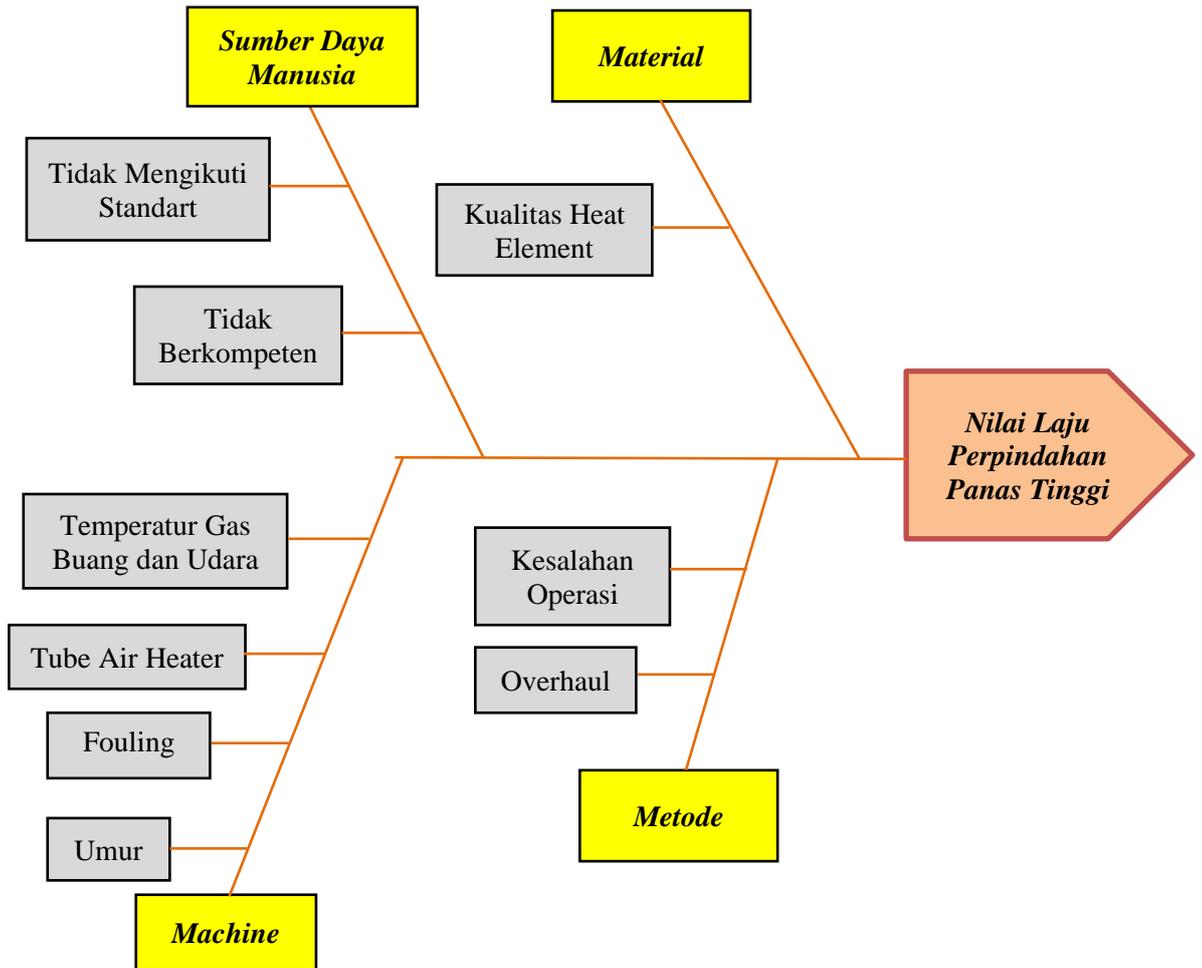
**Tabel 4. 13** Analisa Diagram *Fishbone* Nilai Efektivitas *Air Heater* Rendah

Faktor		Analisis	Keterangan
Material	Kualitas Heat Element	Kualitas serta bahan tube yang di pakai sebagai media pemanas yaitu heat element sudah sesuai dengan ketentuan standart	Bukan Penyebab
Sumber Daya Manusia	Tidak Mengikuti Standart	Seluruh operator dalam bekerja telah memperhatikan dan mengikuti standar operasi dalam mengoperasikan sebuah ketel	Bukan Penyebab
	Tidak Kompeten	Seluruh pekerja telah mengikuti serifikasi atau pelatihan yang di laksanakan oleh perusahaan, sehingga telah dilatih untuk berkompeten dalam bekerja	Bukan Penyebab
Metode	<i>Overhaul</i>	Belum dilakukannya perawatan atau overhaul pada Air Heater, dengan menginspeksi dan penggantian tube Air Heater	Penyebab

	Kesalahan Operasi	Pengoperasian yang di lakukan oleh operator sudah sesuai dengan standar ketentuan operasi.	Bukan Penyebab
<i>Machine</i>	Umur	Jam operasi yang sudah cukup lama membuat keadaan komponen lain semakin berkurang keandalannya, sehingga berpengaruh pada kinerja Air Heater	Penyebab
	Temperatur Gas Buang dan Udara	Efektivitas air heater di pengaruhi oleh temperatur gas buang keluar dan temperature udara masuk dari air heater. Jika Temperature udara masuk terlalu tinggi dan temperatur gas buang keluar air heater tinggi, akan menimbulkan $\Delta T$ yang besar..	Penyebab
	<i>Fouling</i>	Penumpukan debu pada air heater membuat perpindahan panas terhambat.	Penyebab
	Tube Air Heater	Kondisi tube yang sudah lama (ketebalan semakin berkurang) dan belum melakukan inspeksi pada tube serta indikator kebocoran yang makin meningkat mengindikasikan tube Air Heater pada kondisi tidak baik.	Penyebab

### 1.3.8.2 Diagram *Fishbone* Nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater Tinggi

Berdasarkan hasil perhitungan dengan membandingkan nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater tanggal 9 Juni 2020 dengan 14 April 2021, di hasilkan bahwa terjadi penurunan laju perpindahan panas pada *air heater*. Untuk mengetahui penyebab terjadinya tingginya nilai laju perpindahan panas pada *air heater* sebelum tahun 2021 atau tepatnya terjadi tanggal 9 Juni 2020 maka dilakukan analisa pemecahan masalah menggunakan *fishbone* diagram sebagai berikut :



**Gambar 4. 6** Diagram *Fishbone* Nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater Tinggi

**Tabel 4. 14** Analisa Diagram *Fishbone* Nilai Laju Perpindahan Panas Air Heater Tinggi

Faktor		Analisis	Keterangan
Material	Kualitas Heat Element	Kualitas serta bahan tube yang di pakai sebagai media pemanas yaitu heat element sudah sesuai dengan ketentuan standart	Bukan Penyebab
Sumber Daya Manusia	Tidak Mengikuti Standart	Seluruh operator dalam bekerja telah memperhatikan dan mengikuti standar operasi dalam mengoperasikan sebuah ketel	Bukan Penyebab
	Tidak Kompeten	Seluruh pekerja telah mengikuti serifikasi atau pelatihan yang di laksanakan oleh perusahaan, sehingga telah dilatih untuk berkompeten dalam bekerja	Bukan Penyebab
Metode	<i>Overhaul</i>	Belum dilakukan nya perawatan atau overhaul pada Air Heater, dengan menginspeksi tube Air Heater	Penyebab
	Kesalahan Operasi	Pengoperasian yang di lakukan oleh operator sudah sesuai dengan standar	Bukan Penyebab

		ketentuan operasi.	
<i>Machine</i>	Umur	Jam operasi yang sudah cukup lama membuat keadaan komponen lain semakin berkurang keandalannya, sehingga berpengaruh pada kinerja Air Heater	Penyebab
	Temperatur Gas Buang dan Udara	Temperature udara masuk terlalu tinggi dan temperatur gas buang keluar air heater tinggi, akan menimbulkan $\Delta T$ yang besar..	Penyebab Penyebab
	<i>Fouling</i>	Penumpukan debu pada air heater membuat perpindahan panas terhambat.	Penyebab
	Tube Air Heater	Kondisi tube yang sudah lama (ketebalan semakin berkurang) dan belum melakukan inspeksi pada tube serta indikator kebocoran yang makin meningkat mengindikasikan tube Air Heater pada kondisi tidak baik.	Penyebab

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

1. Hasil Perhitungan dengan sampel data dua kondisi yaitu didapatkan nilai efektivitas air heater masing-masing tahun adalah tanggal 9 Juni 2020 yaitu sebesar 0,793426, pada tanggal 14 April tahun 2021 yaitu sebesar 0,810125, terdapat perbedaan dengan terjadinya peningkatan nilai efektivitas namun tidak terlalu signifikan yaitu sebesar 1,67 % dimana rata-rata efektivitas tertinggi terjadi pada tanggal 14 April tahun 2021 dengan pencapaian nilai NTU sebesar 6,46686 dan Cr sebesar 0.58851. Sedangkan Nilai effectiveness rata-rata terendah terjadi pada tanggal 9 Juni 2020 dengan pencapaian nilai NTU sebesar 6,25217 dan Cr sebesar 0.62101. Meningkatnya nilai efektivitas dipengaruhi oleh nilai NTU dan Cr, semakin besar nilai NTU dan semakin kecil Cr maka efektivitas air heater akan meningkat, namun jika nilai NTU semakin kecil, nilai Cr semakin besar maka efektivitas akan menurun.
2. Hasil Perhitungan dengan sampel data dua kondisi yaitu tanggal 9 Juni 2020 didapatkan besar nilai laju perpindahan panas maksimum sebesar 3,298951410 MW dan laju perpindahan panas aktualnya sebesar 2,61747538, sedangkan pada tanggal 14 April tahun 2021 laju perpindahan maksimumnya sebesar 3,179218396 MW dan laju perpindahan panas aktualnya sebesar 2,57556656. Dari kedua tahun tersebut terdapat perbedaan 4,19 % dari laju perpindahan panas actual yg dapat dicapai setiap tahun, dari perbedaan tersebut terjadi penurunan dari tahun 2020 sampai 2021 namun tidak terlalu signifikan. Dimana rata-rata tertinggi terjadi pada tanggal 9 Juni 2020 sedangkan nilai laju perpindahan panas rata-rata terendah terjadi pada tanggal 14 April tahun 2021, dimana meningkatnya laju perpindahan panas actual dan maksimum dipengaruhi oleh nilai  $C_{min}$ , UA karena tahanan thermal yang tinggi dan juga perbedaan temperature inlet gas buang dan udara yang tinggi.

#### **5.2 Saran**

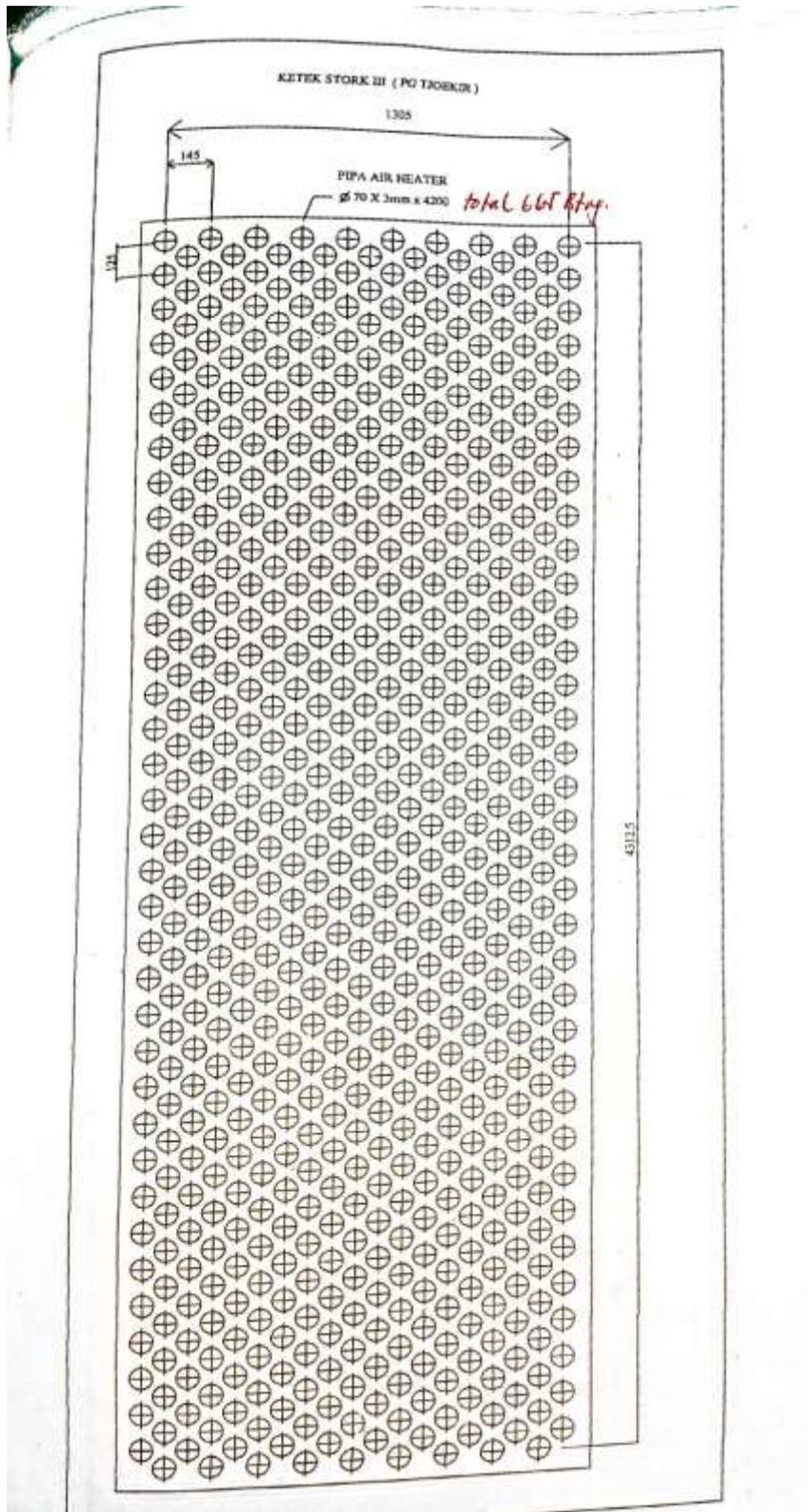
Untuk lebih akurat lagi dalam hal penelitian efektivitas kedepannya mengingat penelitian ini belum begitu sempurna dan keterbatasan data yang didapatkan dilapangan, saran yang mungkin dapat diangkat adalah perhitungan seperti pressure drop dan faktor plugging pada air heater.

Semoga pada penelitian air heater yang lain lebih sempurna lagi, dan mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain untuk meneliti performa air heater, serta memberikan manfaat kepada pihak PG Tjoekir Jombang untuk mengetahui kondisi air heater yang optimal.

## DAFTAR PUSTAKA

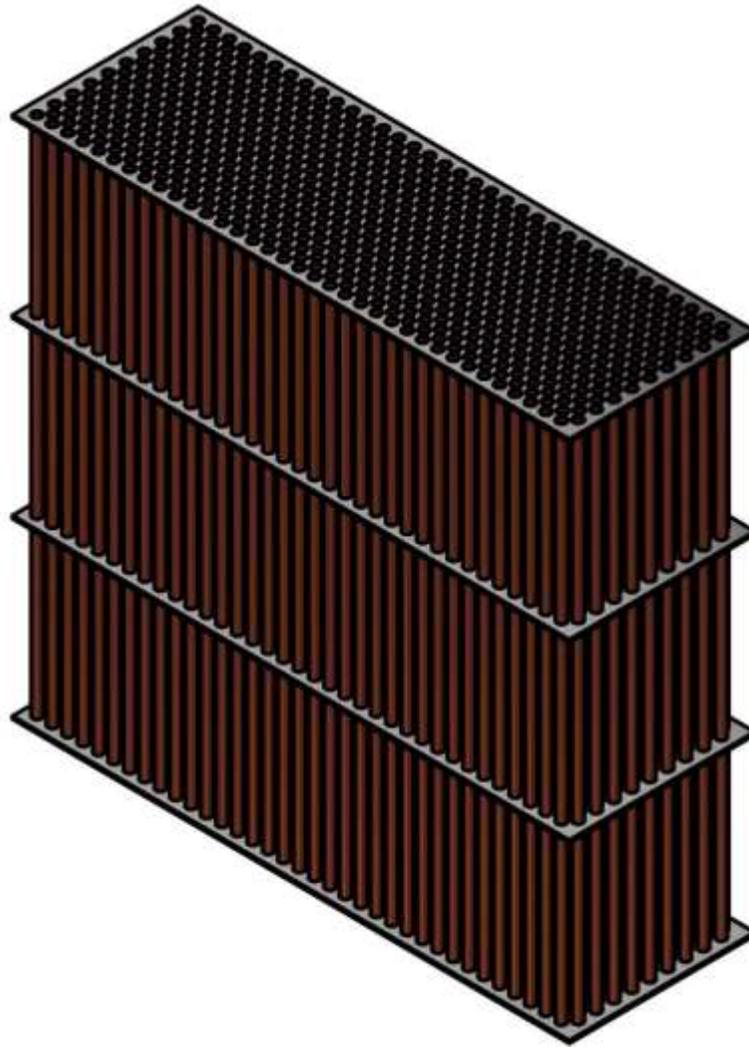
- Emeema, J., Uddin, M. K., & Pasha, M. A. (2018). Design and analysis of air preheater. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 8(3), 1009–1022. <https://doi.org/10.24247/ijmperdjun2018107>.
- Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011. “Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition”. Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
- Johan Siburian, I. N. (Oktober 2019). Pengaruh Pemeliharaan Air Heater Terhadap Efisiensi Boiler. *Jurnal Ilmiah Teknik Desain Mekanika*, Vol. 8, No. 4, Oktober 2019 (726-732).
- Manivel, J., Manimaran, L., Thiyagarajan, M., & Satheeshkumar, P. (n.d.). Performance Analysis of Air Preheater in 210mw Thermal Power Station. 2017. 3(2), 619–630.
- Purwanto, R. N., Wahyono. “Pengaruh Unjuk Kerja Air Heater Type Ljungstorm Terhadap Perubahan Beban Di PLTU Tanjung Jati B Unit 1 Berdasarkan Perhitungan ASME PTC 4.3,” *Journal teknik Energi*, pp. 97-103, 2013.
- S. C. Stultz, J. B. Kitto, 2005, *Steam Its Generation 41st Edition* , The Babcock & Wilcox Company.
- Shruti.G, Ravinarayan Bhat, “Performance Evaluation and Optimization of Air Preheater in Thermal Power Plant”, ISSN 0976-6359, Volume 5, Issue 9, September 2014, (IJMET) ©IAEME.
- UNEP. 2006. “*Fuels and combustion*”. United Nation Environment Program. <https://www.yumpu.com/en/document/view/33771092/chapter-fuels-and-combustion-retain-screen-international>.
- Wardoyo Niko Maulana, Prabowo. “Analisis Air Leakage Terhadap Unjuk Kerja Air Preheater A Sebelum Dan Sesudah Overhaul Di Pltu Adipala 1 X 660 Mw PT. PLN (Persero)” *Jurnal Power Plant*, Vol. 8, No. 2 November 2020 P-ISSN: 2356-1513, e-ISSN: 2656-372X <https://doi.org/10.33322/powerplant.v8i2.1542>.
- Wildan T.A, Ariwibowo. , “Evaluasi Kinerja Rotary Air Preheater dengan Metode  $\epsilon$ -NTU pada Pengaruh Sudut Seal,” *Jurnal Fisika Indonesia* No: 55, Vol XIX, Edisi Mei 2015 ISSN : 1410-2994.

# LAMPIRAN 1



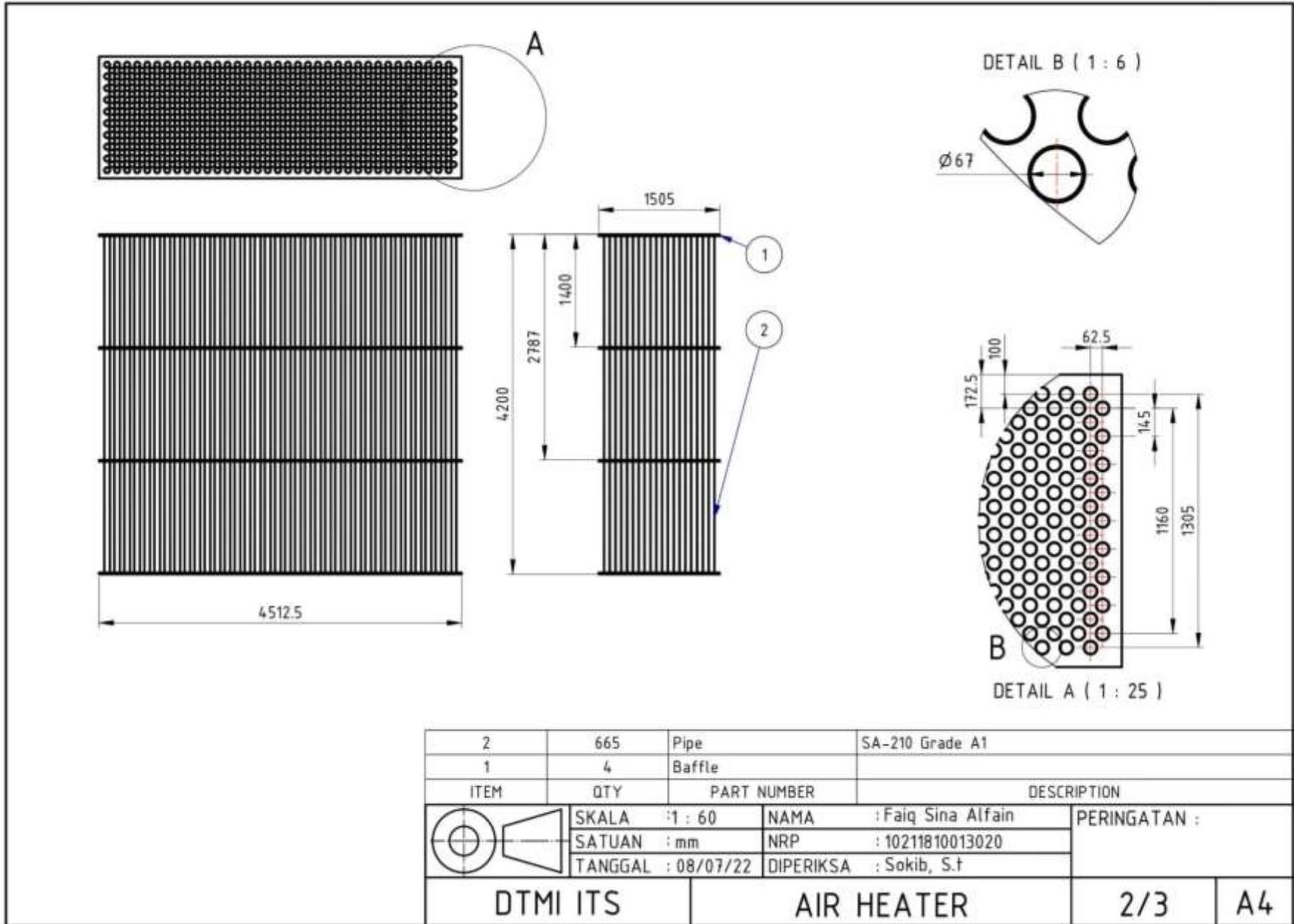
Gambar Susunan *Tube Air Heater Boiler Tjoekir*

## LAMPIRAN 2

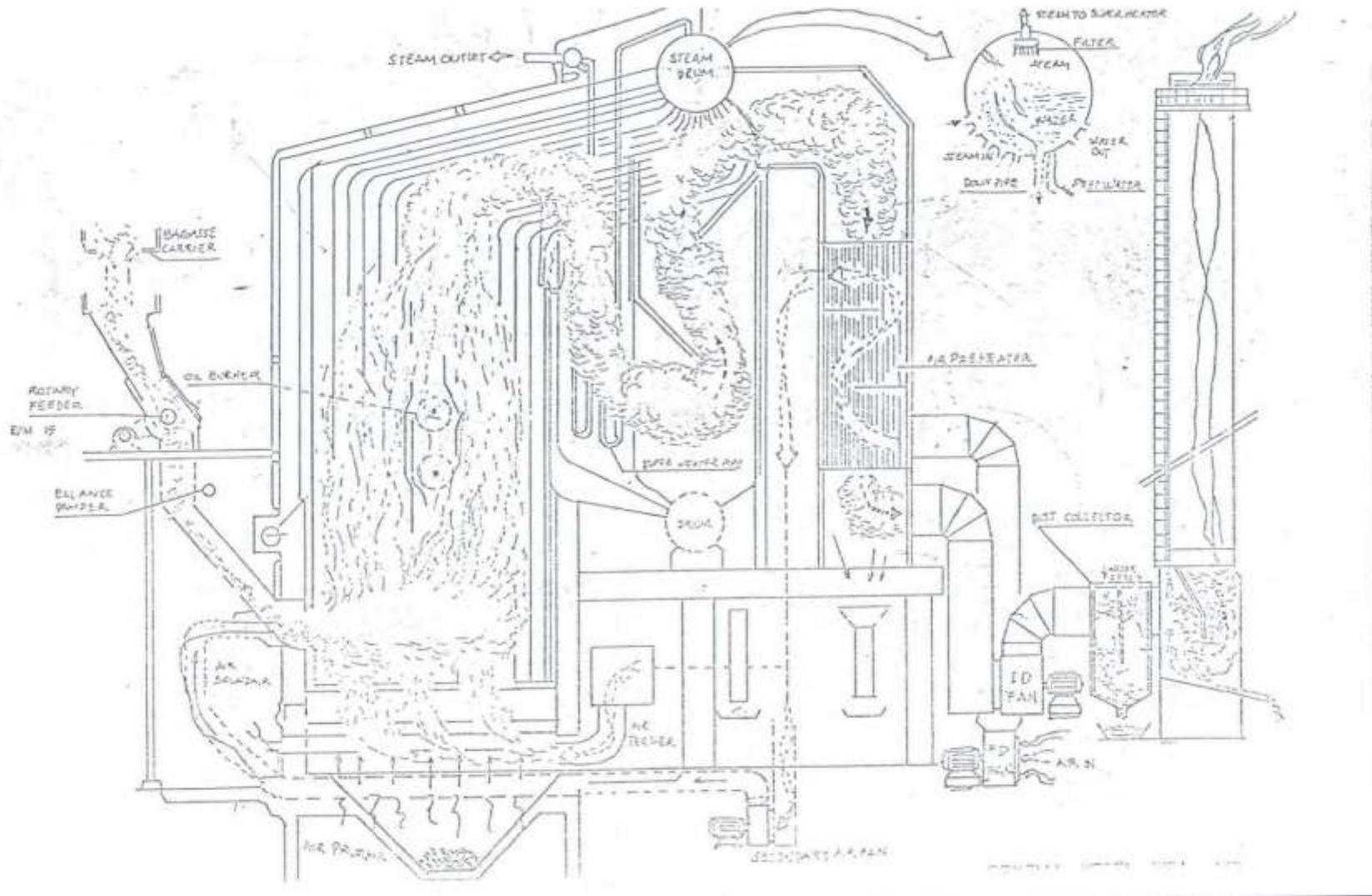


*Gambar Konstruksi Air Heater boiler Tjoekir*

# LAMPIRAN 3



# LAMPIRAN 4



Gambar Boiler Pabrik Gula Tjoekir

## LAMPIRAN 5

Data Air Heater tanggal 14 April 2021

### DATA SHEET

Date : 14 April 2021  
Location : Stork 3

Description	Units	14/04/2021 13.00
Total Steam Out	T/H	35,46489
AH In Air Temp	°C	34,32847
	K	307,32847
AH Out Air Temp	°C	215,51629
	K	488,51629
Total Air Flow	T/H	42,783485
	Kg/s	11,884301
Flue Gas Temp Inlet (AH In)	°C	298,20316
	K	571,20316
Flue Gas Temp Outlet (AH Out)	°C	191,57082
	K	464,57082
AH Outlet		
Flue Gas O2 Out	Vol %	5,47
Flue Gas CO2 Out	Vol %	14,26
Flue Gas CO Out	Vol %	1,29
Flue Gas N2 Out	Vol %	78,98

D outside	m	0,070
Thickness	m	0,003
ST	m	0,145
SL	m	0,125
L	m	4,2
NI		70
N		665
Air side pass		3

## LAMPIRAN 6

Data Air Heater tanggal 9 Juni 2020

Date : 09 Juni 2020

Location : Chen chen Stork 3

Description	Units	09/06/2020 11.30
Total Steam Out	T/H	35,82643
AH In Air Temp	°C	32,92475
	K	305,92475
AH Out Air Temp	°C	192,62392
	K	465,62392
Total Air Flow	T/H	44.86574362
	kg/s	12.46270656
Flue Gas Temp Inlet	°C	294,34264
	K	567,34264
Flue Gas Temp Outlet	°C	195,12538
	K	468,12538
<b>AH Stork 3 Outlet</b>		
Flue Gas O2 Out	vol %	5,71
Flue Gas CO2 Out	vol %	13,80
Flue Gas CO Out	vol %	0,98
Flue Gas N2 Out	vol %	79,51

# LAMPIRAN 7

Data Kandungan Bahan Bakar Ampas Tebu Tahun 2021 dan 2020 yang didapatkan dari Bagian Analisa PG Tjoekir

Symbol	Parameter	Unit	35 T/H 14-Apr-21 11.00 - 13.00
<b>Ultimate Analysis</b>			
MpCF	Carbon Content (AR)	wt%	23.38
MpH2F	Hydrogen Content (AR)	wt%	1.30
MpOF	Oxygen Content (AR)	wt%	22.60
MpH2OF	H <sub>2</sub> O Content (AR)	wt%	49.43
MpAsF	Ash Content (AR)	wt%	1.29
	Total	wt%	100.00
<b>Proximate Analysis</b>			

Unit : Stork 3  
 Test Condition : Normal Operation  
 Date : 09 Juni 2020  
 Duration : two hours for each load.

Symbol	Parameter	Unit	35 T/H 9-Jun-20 09.30 - 11.30
<b>Ultimate Analysis</b>			
MpCF	Carbon Content (AR)	wt%	23.70
MpH2F	Hydrogen Content (AR)	wt%	3.52
MpOF	Oxygen Content (AR)	wt%	22.18
MpH2OF	H <sub>2</sub> O Content (AR)	wt%	49.29
MpAsF	Ash Content (AR)	wt%	1.31
	Total	wt%	100.00

Tanda Tangan,  
  
 Tjoekir Soekib, S.T  
 As. Man. Ketel

LAMPIRAN 8



LEMBAR PENGESAHAN  
PROPOSAL PENELITIAN TUGAS AKHIR  
MAHASISWA DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA

Surabaya, 05 September 2021

Pemohon I

Hani Oksafadina

NRP.10211810013011

Pemohon II

Siti Nur Cahya Wulandari

NRP.10211810013033

Pemohon III

Faiq Sina Alvain

NRP.10211810013020

Mengetahui dan Menyetujui,  
Kepala Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi – ITS



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

NIP-19620216 199512 1 001

Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

## LAMPIRAN 9



**PT Perkebunan Nusantara X**  
Jalan Jembatan Merah No. 3-11 Surabaya 60175  
Telepon : (031) 3523143 (Hunting) Fax : (031)-3523167  
Homepage : <http://www.ptpn10.co.id>  
E-mail : [contact@ptpn10.co.id](mailto:contact@ptpn10.co.id)

Nomor : IC-RUPA2/21.078  
Lampiran : -  
Perihal : **PEMBERIAN IJIN PENELITIAN**

Surabaya, 20 September 2021

Kepada Yth :  
**Kepala Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
di  
Tempat**

Menunjuk Surat Kepala Departemen Teknik Mesin Industri Nomor B/54833/IT2.IX.7.1.2/PP.05.02.00/2021 tentang Permohonan Ijin Penelitian dengan ini kami memberikan ijin kepada Mahasiswa Bapak/Ibu/Sdr untuk melaksanakan kegiatan tersebut di Unit Usaha PT Perkebunan Nusantara X dengan penjelasan sebagai berikut :

Nama/NIM : Faiq Sina Alvain  
Unit Penempatan : PG Tjoekir  
Bagian Penempatan : Instalasi  
Waktu : 21 September - 20 Oktober 2021

**Catatan :**

- 1 Dalam rangka antisipasi dan pencegahan penyebaran virus Covid-19, maka mahasiswa wajib menunjukkan hasil Tes Antigen yang masih berlaku sebelum tanggal pelaksanaan kegiatan). Apabila mahasiswa tidak menunjukkan hasil Tes tersebut, Unit Kerja berhak untuk menolak/ menunda pelaksanaan kegiatan dimaksud;
- 2 Selama melaksanakan Magang/PKL/ Penelitian, yang bersangkutan wajib menaati segala peraturan dan menjaga tata tertib yang berlaku di Perusahaan;
- 3 Setelah selesai melaksanakan kegiatan tersebut, yang bersangkutan wajib menyerahkan laporan kegiatan dalam bentuk softcopy kepada Bagian SDM & Umum Kantor Pusat PT Perkebunan Nusantara X melalui email [Internship@ptpn10.co.id](mailto:Internship@ptpn10.co.id)

Demikian atas perhatiannya disampaikan terima kasih.

**Tindasan :**  
General Manager Pabrik Gula Tjoekir



## LAMPIRAN 10

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

**TABLE A.4** Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure<sup>a</sup>

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Air</b>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
<b>Ammonia (NH<sub>3</sub>)</b>							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

## LAMPIRAN 11

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

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

**TABLE A.4** *Continued*

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Ammonia (NH<sub>3</sub>) (continued)</b>							
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
<b>Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>)</b>							
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
<b>Carbon Monoxide (CO)</b>							
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 12

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

**TABLE A.4** *Continued*

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Carbon Monoxide (CO) (continued)</b>							
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
<b>Helium (He)</b>							
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
<b>Hydrogen (H<sub>2</sub>)</b>							
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

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

### Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.4 Continued

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Hydrogen (H<sub>2</sub>) (continued)</b>							
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
<b>Nitrogen (N<sub>2</sub>)</b>							
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	1.22	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
<b>Oxygen (O<sub>2</sub>)</b>							
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 14

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

**TABLE A.4** Continued

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Oxygen (O<sub>2</sub>) (continued)</b>							
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
<b>Water Vapor (Steam)</b>							
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

<sup>a</sup>Adapted from References 8, 14, and 15.

# LAMPIRAN 15

## Tabel A-1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids

930

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K)									
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$\bar{\alpha}$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19200	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	109	124	131	135	140	145	155			
Iron															
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1		
Amnico (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		
						215	384	490	574	680	975	609	654		
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				
AIISI 1010								487	559	685	1109				
Carbon-silicon (Mn $\leq$ 1%, 0.1% < Si $\leq$ 0.6%)		7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3				
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn $\leq$ 1.65%, 0.1% < Si $\leq$ 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			487	559	685	1168				
Chromium (low) steels								49.8	44.0	37.4	29.3				
1 Cr-4 Mo-Si (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		8131	434	41.0	11.6			501	582	699	971				
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)								42.2	39.7	35.0	27.6				
								487	559	685	1090				
Chromium (low) steels															
1 Cr-4 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-4 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)								492	575	688	969				
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4				
								492	575	688	969				
		7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2				
								492	575	688	969				

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir dikota Lamongan pada tanggal 12 Oktober 2000, dari pasangan Bapak Nurkasan dan Ibu Siti Hamidah. Penulis merupakan anak kedua dari satu bersaudara. Jenjang pendidikan di tempuh adalah TK Tunas Melati Mayong, SD Negeri 1 Mayong, SMP Negeri 2 Karangbinangun, dan SMA Unggulan BPPT Al- Fattah. Pada tahun 2018, penulis mengikuti ujian masuk program studi Diploma ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnaker, Fakultas Vokasi, ITS Surabaya dengan NRP 10211810013020. Pada tahun 2019 terdapat kebijakan penghapusan program diploma 3 dan di rubah menjadi Sarjana Terapan. Di Program Sarjana Terapan, penulis mengambil program studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi dan mengambil tugas akhir mengenai perpindahann panas. Selama kuliah, penulis juga aktif mengikuti perlombaan, berorganisasi, mengikuti kepanitiaan, dan mengikuti berbagai pelatihan leadership, seminar dan pelatihan lain, diantaranya pelatihan PKTI ITS, LKMW TD, Pelatihan kepemimpinan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain : LKMM Pra-TD FV-ITS, LKMM TD HMDM ITS, LKMM-TM LLDIKTI Wilayah VII. Organisasi yang pernah diikuti, antara lain : Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin 2019-2020, BSO Jundulloh 2019-2020, dan BEM ITS 2020-2021 (Kementrian Kebijakan Kampus). Dan Kepanitiaan yang diikuti penulis adalah Staff Event SEC ITS 2.0, Panitia LKMM TD HMDM ITS 2020. Penulis juga pernah mendapatkan juara 2 perlombaan essay di Universitas Gajah Mada, juara 2 dan 3 lomba essay di Universitas Jember, dan mendapatkan pendanaan Pekan Wirausaha Mahasiswa Vokasi 2020 yang diselenggarakan oleh DIKTI. Disamping itu penulis pernah melakukan magang bersertifikat selama enam bulan di PT. PAL Indonesia. Untuk kritik, saran, masukan, dan seluruh informasi penulis dapat menghubungi melalui email: [alfinsinha99@gmail.com](mailto:alfinsinha99@gmail.com).