TUGAS AKHIR – TM184835

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN PENAMBAHAN *TURNING VANE* PADA SISI *CURVE BEND* DAN SISI *INLET TRANSITION ZONE* DENGAN VARIASI SUDUT KEMIRINGAN *VANE* PADA SISI *INLET TRANSITION ZONE*

Adib Satriawan
NRP. 02111640000119

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT.
NIP. 197104051997021001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

TUGAS AKHIR – TM184835

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN PENAMBAHAN *TURNING VANE* PADA SISI *CURVE BEND* DAN SISI *INLET TRANSITION ZONE* DENGAN VARIASI SUDUT KEMIRINGAN *VANE* PADA SISI *INLET TRANSITION ZONE*

Adib Satriawan
NRP. 02111640000119

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT.
NIP. 197104051997021001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

FINAL PROJECT – TM184835

NUMERICAL STUDY CONCERNING ON HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR VERTICAL TYPE PERFORMANCE WITH TURNING VANE ADDITION IN CURVE BEND AND INLET TRANSITION ZONE WITH VARIATION OF VANE ANGLE IN INLET TRANSITION ZONE

Adib Satriawan
NRP. 02111640000119

Supervisor
Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT.
NIP. 197104051997021001

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
INSTITUTE OF TECHNOLOGY SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN PENAMBAHAN *TURNING VANE* PADA SISI *CURVE BEND* DAN SISI *INLET TRANSITION ZONE* DENGAN VARIASI SUDUT KEMIRINGAN *VANE* PADA SISI *INLET TRANSITION ZONE*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Adib Satriawan
NRP. 02111640000119

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. ..... (Pembimbing)
   NIP. 197104051997021001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. ..... (Penguji 1)
   NIP. 196412281990031002
3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.F., PhD ..... (Penguji II)
   NIP. 198105292003122001
4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. ..... (Penguji III)
   NIP. 19670915199512100[illegible]

SURABAYA
Agustus 2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN PENAMBAHAN *TURNING VANE* PADA SISI *CURVE BEND* DAN SISI *INLET TRANSITION ZONE* DENGAN VARIASI SUDUT KEMIRINGAN *VANE* PADA SISI *INLET TRANSITION ZONE*

Nama	**:**	**Adib Satriawan**
NRP	**:**	**02111640000119**
Dosen Pembimbing	**:**	**Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT**

ABSTRAK

Produksi listrik suatu Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) dipengaruhi oleh produksi uap yang dihasilkan pada *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Produksi uap yang dihasilkan pada HRSG bergantung pada jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue gas*. Salah satu faktor yang mempengaruhi penyerapan kalor oleh *tube banks* adalah *uniformity* profil kecepatan dan profil temperatur dari aliran *flue gas* pada saat memasuki HRSG.

Objek pada penelitian ini adalah HRSG bertipe vertikal yang terdiri dari *superheater*, *evaporator*, *economizer*, dan *ducting* yang terdiri dari *upstream* dan *downstream duct*, *curve bend*, serta *inlet transition zone*. Penelitian secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh terhadap karakteristik aliran *flue gas* dan unjuk kerja HRSG akibat dari penambahan *turning vane* pada sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* sisi *inlet transition zone* divariasikan. Simulasi numerik dilakukan menggunakan *software Computational Fluid Dynamics* dengan *tube banks* pada HRSG dimodelkan sebagai *porous medium* sebagai fungsi *pressure drop*, *ungroup macro heat exchanger-ntu model* sebagai fungsi dari perpindahan panas, dan k-ε standar untuk model turbulensi. Pembuatan *meshing* menggunakan *software*

GAMBIT 2.4.6 dan simulasi dilakukan pada *software* Ansys Fluent 19.1. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 20° pada HRSG eksisting meningkatkan penyerapan energi tertinggi yaitu sebesar 0,11 % dibandingkan dengan penggunaan sudut *vane* 15° dan 25°. Penambahan *turning*

vane di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting mampu membuat distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas* lebih merata. *Pressure drop* aliran *flue gas* di jajaran *heat exchanger* untuk penggunaan sudut *vane* 15° meningkat sedangkan 20° dan 25° menurun.

Kata Kunci: Distribusi kecepatan, Distribusi temperatur, HRSG, Turning vane, Unjuk kerja HRSG

NUMERICAL STUDY CONCERNING ON HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR VERTICAL TYPE PERFORMANCE WITH TURNING VANE ADDITION IN CURVE BEND AND INLET TRANSITION ZONE WITH VARIATION OF VANE ANGLE IN INLET TRANSITION ZONE

Name	**:**	**Adib Satriawan**
NRP	**:**	**02111640000119**
Supervisors	**:**	**Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.**

ABSTRACT

The electricity production of a Combined Cycle Power Plant (CCPP) is depends on the steam produced in the Heat Recovery Steam Generator (HRSG). Steam production generated in HRSG depends on the amount of heat absorbed by the tube banks from the flue gas. One of the factors affecting heat absorption by tube banks is the uniformity of the velocity profile and temperature profile the flue gas flow when entering the HRSG.

The object in this study is the vertical type HRSG consisting of a superheater, evaporator, economizer, and ducting consisting of upstream and downstream ducts, curve bend, and inlet transition zone. Numerical study was conducted to determine the effect on the flue gas flow characteristics and HRSG performance due to the addition of the turning vane on the curve bend side and the inlet transition zone side with the vane angle of the inlet transition zone being varied. Numerical study is performed using computational fluid dynamic software with tube banks on HRSG modeled as porous medium as a function of pressure drop, ungroup macro heat exchanger-ntu model as a function of heat transfer, and standard k-ε for turbulence model. Meshing process using GAMBIT 2.4.6 and simulations performed on Ansys Fluent 19.1 software.

The addition of the turning vane on the curve bend side and the inlet transition zone with a vane angle of 20° on the existing HRSG increase the highest energy absorption by the 0,11% compared to the use of a vane angle of 15° and 25°.

The addition on the existing HRSG is able to make the distribution of velocity and flue gas temperature more spread evenly. The pressure drops of flue gas flow in the heat exchanger for the use of a vane angle of 15° increases while 20° and 25° decrease.

Keywords: Velocity Distribution, Temperature Distribution, HRSG, Turning Vane, HRSG Performance

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas limpahan rahmat, berkat dan karunia-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Agus Sulistijono dan Ibu Chamidah, S.T. selaku orang tua yang telah mendidik serta menyayangi sepenuh hati. Terima kasih atas segala hal selama ini hingga penulis sampai pada titik saat ini.
2. Dr. Wawan Aries Widodo ST. MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan waktu, pembelajaran, arahan dan masukan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat.
3. Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD., Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., PhD., dan Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. selaku dosen penguji.
4. Dr. Ir. Atok Setiawan M.Eng., Sc. selaku Ketua Departemen Teknik Mesin ITS.
5. Bapak-bapak dan ibu-ibu dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS Surabaya
6. Rizqi Fathoni selaku adik yang telah menjadi inspirasi dan motivasi bagi penulis selama berkuliah
7. Rizki Devi Cholishoh yang selalu berkenan menjadi tempat berdiskusi dan belajar menjadi pribadi yang lebih baik daripada kemarin

8. Afrizal, Anis, Bima, Emil, Faiz, dan Heidy selaku sahabat karib yang berjuang di jalan masing-masing. Semoga sukses selalu menyertai kalian
9. Bayu Kirana Putra, Habib Ma'ruf Abdullah, Maulana Hanif Labiib Muchdoor, dan Ryzqy Kumara Dhana yang telah berkenan menampung saya dengan segala kekurangan, keterbatasan, dan kebodohan saya selama ini. Semoga sukses selalu menyertai kalian
10. Pasukan Kontrakan Bahagia, Kurnia Kos, IMMITS dan rekan-rekan Kerangsentris yang telah menjadi *partner* agar dapat *survive* di kota Surabaya
11. Amanda Rosalina, Billy Firmansyah, Danang Faustan, Firman Rama Putra, M. Ade Endrawan, Rayhan Fikriandy Rizal, Rifqi Wachid Setiawan, Tomy Alberto Manurung, dan Juliandito Adzani selaku senior atas seluruh ilmu yang telah diberikan. Semoga sukses untuk mas dan mbak sekalian
12. Badan Pengurus Harian HMM 2018/2019 yang telah berjuang bersama. Keluarga besar HMM 2017/2018 dan HMM 2018/2019 atas segala ilmu dan pembelajarannya
13. Syarekat Merah Rakyat Mesin angakatan M55, M56, M57, M58, M60, dan M61 yang telah memberikan pelajaran selama menjalani dinamika kemahasiswaan
14. Angkatan M-59 (Tahun 2016) Teknik Mesin FTIRS-ITS. Angkatan yang suka angkat-angkat
15. Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada, namun bukan suatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena kekhilafan dan keterbatasan yang dimiliki. Akhir kata, semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat memberikan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan bangsa Indonesia.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN i
ABSTRAK iii
ABSTRACT v
KATA PENGANTAR vii
DAFTAR ISI xi
DAFTAR GAMBAR xiii
DAFTAR TABEL xix
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusan Masalah 4
1.3 Tujuan 5
1.4 Batasan Masalah 5
1.5 Manfaat Penelitian 6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 7
2.1 Heat Recovery Steam Generator (HRSG) 7
2.2 Losses pada Elbow dan Pipe Bends 9
2.3 Proses Pembakaran 9
2.4 Perpindahan Panas 10
2.5 Penurunan Tekanan 13
2.6 Computational Fluid Dynamics 19

2.7 Penelitian Terdahulu 22
BAB III METODE PENELITIAN 41
3.1 Tahap – tahap Penelitian 41
3.2 Diagram Alir Penelitian 41
3.3 Pemodelan dan Simulasi 43
3.4 Alokasi Waktu Penelitian 78
BAB IV PEMBAHASAN 79
4.1 Grid Independency Test 79
4.2 Validasi 81
4.3 Data Kualitatif Distribusi Temperatur 82
4.4 Data Kualitatif Distribusi Kecepatan 88
4.5 Data Kualitatif Distribusi Tekanan 96
4.6 Data Kuantitatif Tekanan 101
4.7 Data Kuantitatif Temperatur dan Penyerapan Energi 103
4.8 Data Kuantiatif Kecepatan 110
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 121
5.1 Kesimpulan 121
5.2 Saran 121
DAFTAR PUSTAKA 123
LAMPIRAN 125
BIODATA PENULIS 139

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 tipe vertikal (1994, Maintenance manual heat recovery steam generator Muara Karang CCP II volume 1) 8
Gambar 2.2 Fenomena *Flow Separation* dan *Secondary flow* pada *Curved Pipe* (Rennels, 2012) 9
Gambar 2.3 *Heat exchanger* jenis *cross flow* (Babcock, 2005). 11
Gambar 2.4 *Heat exchanger* jenis *parallel flow* (Babcock, 2005) 11
Gambar 2.5 *Heat exchanger* jenis *counter flow* (Babcock, 2005) 12
Gambar 2.6 Susunan *tube* jenis *aligned* (Incropera, dkk, 2007) 13
Gambar 2.7 Susunan *tube* jenis *staggered* (Incropera, dkk, 2007) 13
Gambar 2.8 Faktor gesekan f dan factor koreksi χ pada tube bank susunan staggered (Incropera, dkk, 2007)..... 16
Gambar 2.9 Dimensi susunan *tube* dan fin secara *staggered* (HE *design handbook*, 1983) 18
Gambar 2.10 Susunan modul *heat exchanger* (Yuwono, 2018) 23
Gambar 2.11 Lokasi *turning vane* (Yuwono, 2018)..... 23
Gambar 2.12 Kontur distribusi temperatur *flue gas* di sisi inlet HP SH 2 dan HP SH 1 (Yuwono, 2018). 24
Gambar 2.13 Kontur distribusi kecepatan *flue gas* di *inlet* HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Yuwono, 2018)..... 25
Gambar 2.14 Kontur distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Yuwono, 2018)..... 26
Gambar 2.15 Posisi *turning vane* pada HRSG (Irawan, 2019).. 27
Gambar 2.16 Sudut a dan b *turning vane* pada HRSG (Irawan, 2019) 27

Gambar 2.17 Distribusi kecepatan *flue gas* di *inlet* HP SH 1 (Irawan, 2019) 28
Gambar 2.18 Distribusi kecepaatan *flue gas* di *outlet* HP *Evap* (Irawan, 2019) 29
Gambar 2.19 Distribusi temperatur *flue gas* di sisi inlet HP SH 1 (Irawan, 2019) 30
Gambar 2.20 Distribusi temperatur outlet *flue gas* HP *Evaporator* (Irawan, 2019) 30
Gambar 2.21 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH 1 (Irawan, 2019) 31
Gambar 2.22 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *outlet* HP *Evap* (Irawan, 2019) 31
Gambar 2.23 *Velocity pathline* pada simulasi tanpa *turning vane* (Irawan, 2019) 32
Gambar 2.24 *Velocity pathline* pada simulasi dengan *turning vane* (Irawan, 2019) 33
Gambar 2.25 90° *Rectangular Elbow* Tanpa *Guide Vane* (Sutardi, 2010) 34
Gambar 2.26 Keseluruhan Perlengkapan Eksperimen (Sutardi, 2010) 35
Gambar 2. 27 Detail dari Geometri *Elbow* (Sutardi, 2010) 35
Gambar 2.28 Lokasi Pengukuran Kecepatan pada *Test Section* (Sutardi, 2010) 36
Gambar 2.29 (a) Distribusi Cp *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Tanpa Penambahan *Guide Vane*, (b) Distribusi Cp *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 1 *Guide* Vane, (c) Distribusi Cp *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 2 *Guide Vane*, (d) Distribusi Cp *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 3 *Guide Vane* (Sutardi, 2010) 38
Gambar 2.30 (a) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Tanpa Penambahan *Guide Vane*, (b) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Penambahan 1 *Guide Vane*, (c)

Velocity Profiles untuk *Elbow* Penambahan 2 *Guide Vane*, (d) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Penambahan 3 *Guide Vane* (Sutardi, 2010) 40
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian HRSG 42
Gambar 3.2 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 43
Gambar 3.3 Gambar teknik HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 44
Gambar 3.4 (a) Posisi sensor temperatur dan tekanan di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1, (b) Susunan *ducting* dan HRSG di pemodelan, (c) Detail jajaran *Heat Exchanger* di pemodelan 46
Gambar 3.5 *Meshing* HRSG 47
Gambar 3.6 *Meshing* Badan HRSG Tampak Depan (Sumbu Z+) 48
Gambar 3.7 *Meshing* Badan HRSG Tampak Atas (Sumbu Y+) 48
Gambar 3.8 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Belakang (Sumbu Z-) 49
Gambar 3.9 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Bawah (Sumbu Y-) 49
Gambar 3.10 Grafik *pressure drop* di HP SH2 terhadap kecepatan *flue gas* 64
Gambar 3.11 Grafik *pressure drop* di HP SH1 terhadap kecepatan *flue gas* 65
Gambar 3.12 Grafik *pressure drop* di HP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas* 66
Gambar 3.13 Grafik *pressure drop* di LP SH terhadap kecepatan *flue gas* 67
Gambar 3.14 Grafik *pressure drop* di HP *Economiser* terhadap kecepatan *flue gas* 68
Gambar 3.15 Grafik *pressure drop* di LP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas* 69
Gambar 3.16 Grafik *pressure drop* di LP *Economiser* terhadap kecepatan *flue gas* 70
Gambar 3.17 Posisi Pengambilan Data pada HRSG 71

Gambar 3.18 Posisi Pengambilan Data pada *Ducting* 72
Gambar 3.19 Posisi Pengambilan Data pada Penampang Vertikal 72
Gambar 3.20 Posisi *turning vane* pada sisi *curve bend* dan *inlet transition zone* di HRSG 77
Gambar 3.21 Sudut a dan b *turning vane* sisi *inlet transition zone* 77
Gambar 4.1 Grafik *Facet Maximum Velocity* pada 1,781 Dh Setelah *Outlet Contraction* dengan Variasi Jumlah *Mesh* 81
Gambar 4.2 Distribusi Temperatur Penampang Vertikal pada Z = 2,6 82
Gambar 4.3 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet Superheater* 2 83
Gambar 4.4 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet* LP *Evaporator* 84
Gambar 4.5 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Outlet* LP *Economizer* 85
Gambar 4.6 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet* Sisi *Inlet Transition Zone* 86
Gambar 4.7 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Outlet* Sisi *Inlet Transition Zone* 87
Gambar 4.8 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 0.1 88
Gambar 4.9 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 2.6 89
Gambar 4.10 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 5.1 90
Gambar 4.11 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet* HP *Superheater* 2 91
Gambar 4.12 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet Low Pressure Evaporator* 92
Gambar 4.13 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Outlet* LP *Economizer* 93

Gambar 4.14 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet* sisi *Inlet Transition Zone* 94
Gambar 4.15 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Outlet* sisi *Inlet Transition Zone* 95
Gambar 4.16 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Superheater* 1 dan 2 96
Gambar 4.17 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Evaporator* serta *Low Pressure Superheater* 97
Gambar 4.18 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Economizer, Low Pressure Evaporator* serta *Economizer* 99
Gambar 4.19 Distribusi Tekanan Statis *Flue gas* pada *Inlet Curve Bend*, *Outlet Curve Bend*, serta *Outlet Contraction* di *Ducting* HRSG 100
Gambar 4.20 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada 1.781 Dh Setelah *Outlet Contraction*, *Inlet* dan *Outlet* sisi *Inlet Transition Zone* 100
Gambar 4. 21 Pengambilan Data *Pressure Drop* di *Ducting Inlet* HRSG 102
Gambar 4.22 Temperatur Sisi *Flue Gas* vs Posisi Pengambilan Data Seluruh Variasi Penelitian 108
Gambar 4.23 Temperatur *Inlet* Sisi *Flue Gas* dan Sisi Fluida Kerja Seluruh Variasi Penelitian 109
Gambar 4.24 Posisi Z = 2.6 dan X = 23.52 pada Penampang Vertikal *Heat Exchanger* 110
Gambar 4.25 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Inlet* HP SH 2 pada Z = 2.6 111
Gambar 4.26 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Inlet* HP SH 2 pada X=23.52 112
Gambar 4.27 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Inlet* LP *Evap* pada Z = 2.6 114
Gambar 4.28 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Inlet* LP *Evap* pada X=23.52 115

Gambar 4.29 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Outlet* LP *Eco* pada Z = 2.6 117
Gambar 4.30 Grafik Distribusi u/U Kontur Kecepatan *Outlet* LP *Eco* pada X=23.52 118

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Faktor koreksi C_z dari *row* ke *row* 18
Tabel 2.2 Variasi sudut *corner* (β) dan *turning vane* untuk simulasi 22
Tabel 2.3 Parameter input pada rancangan simulasi (Irawan, 2019) 26
Tabel 2.4 Variasi sudut *turning vane* untuk simulasi (Irawan, 2019) 27
Tabel 2.5 Ukuran Keseluruhan *Test Section* (Sutardi, 2010) 35
Tabel 2.6 Lokasi Pengukuran untuk *Velocity Profiles* (Sutardi, 2010) 36
Tabel 2.7 Parameter Input pada Rancangan Studi Eksperimen (Sutardi, 2010) 37
Tabel 2.8 Variasi Penelitian Studi Eksperimen (Sutardi, 2010) . 37
Tabel 3.1 Pemodelan Numerik pada HRSG Vertikal PLTGU Muara Karang blok 1 50
Tabel 3.2 Data Bahan Bakar yang Mengalir ke Gas Turbin 1.1 PLTGU Muara Kaarang Blok 1 51
Tabel 3.3 Laju Bahan Bakar, Udara dan *Flue Gas* 51
Tabel 3.4 Komposisi *Flue Gas* atau Gas Buang Masuk HRSG . 52
Tabel 3.5 Kapasitas Kalor Spesifik (Cp) Masing-Masing Gas ... 52
Tabel 3.6 Volume Masing-Masing Gas di Gas Buang 54
Tabel 3.7 Viskositas Dinamik Masing-Masing Gas 54
Tabel 3.8 Konduktivitas Masing-Masing Gas 55
Tabel 3.9 Spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang Blok 1 56
Tabel 3.10 Prosentase Penyerapan Kalor dan *porosity* pada *Heat Exchanger* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 57
Tabel 3.11 Data Operasi HRSG 1.1 Sisi Uap tanggal 29 Agustus 1995 58
Tabel 3.12 Penyerapan Kalor di Setiap HE HRSG 1.1 59
Tabel 3.13 Temperatur *Flue Gas* yang Melewati Jajaran *Heat Exchanger* 60

Tabel 3.14 *Pressure drop flue gas* di setiap *heat exchanger* tanggal 29 Agustus 1995 61
Tabel 3.15 Data *Flue Gas* dan Udara Luar di HRSG 1.1 pada Berbagai Beban Turbin Gas 62
Tabel 3.16 *Pressure Drop Flue Gas* Melewati *Heat Exchanger* 63
Tabel 3.17 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP SH2 63
Tabel 3.18 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP SH1 64
Tabel 3.19 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP *Evaporator* 65
Tabel 3.20 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP SH 66
Tabel 3.21 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP *Economizer* 67
Tabel 3.22 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP *Evaporator* 68
Tabel 3.23 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP *Economizer* 69
Tabel 3.24 Faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 70
Tabel 3.25 Posisi dan Jenis Data 73
Tabel 3.26 Parameter input pada rancangan simulasi 75
Tabel 3.27 Variasi *turning vane* untuk simulasi 75
Tabel 3.28 Alokasi waktu penelitian 78
Tabel 4.1 Hasil Simulasi dengan Jumlah *Mesh* yang Berbeda ... 80
Tabel 4.2 Perbandingan temperatur *flue gas* keluar HRSG 81
Tabel 4.3 *Pressure Drop* Aliran *Flue Gas* Melewati Setiap HE 101
Tabel 4.4 *Pressure Drop* di Daerah *Curve Bend* 102
Tabel 4.5 Kesetimbangan Massa Simulasi Numerik HRSG Eksisting 104
Tabel 4.6 Kesetimbangan Energi Simulasi Numerik HRSG Eksisting 104

Tabel 4.7 Penyerapan Kalor di *Heat Exchanger* pada Setiap Variasi Penelitian 105
Tabel 4.8 Selisih Penyerapan Energi Terhadap HRSG Eksisting 106
Tabel 4.9 Temperatur *Flue Gas* Melewati Setiap *Heat Exchanger* 106
Tabel 4.10 Temperatur *Auxiliary* (Air dan Uap) Keluar HE 107

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) atau *combined cycle power plant* merupakan suatu inovasi dari teknologi pembangkitan listrik. PLTGU memiliki komponen utama yaitu turbin gas dan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) yang terhubung dengan turbin uap. HRSG menjadi komponen yang berpengaruh untuk PLTGU dan dapat memberikan efisiensi energi PLTGU yang relatif tinggi (Ahmadi, 2011). Efisiensi tertinggi dari suatu PLTGU dengan menggunakan HRSG hingga saat ini mencapai 60 % yang dimiliki oleh *Irsching Power Station* blok 4 di Jerman (Patil, 2012).

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah *heat exchanger* (alat penukar kalor) bertipe *counter flow* yang digunakan untuk menghasilkan uap melalui perpindahan panas konveksi (Kiameh, 2002). Terdapat dua jenis HRSG yang ada menurut instalasi *tube banks* yaitu HRSG tipe vertikal dan HRSG tipe horizontal. HRSG tipe vertikal adalah HRSG yang instalasi *tube banks* disusun secara vertikal. Aliran *flue gas* (gas buang) pada HRSG tipe vertikal mengalir didalam *ducting* secara horizontal ketika keluar dari turbin gas lalu mengalami transisi menjadi mengalir secara vertikal ketika memasuki HRSG tipe vertikal (Breeze, 2005). Komponen *tube banks* dari HRSG terdiri atas *Superheater*, *Economizer*, dan *Boiler*/*Evaporator* (Kiameh, 2002). Komponen *Tube banks* dalam beberapa HRSG menggunakan sistem *multiple-pressure* yaitu sistem dengan tekanan bertingkat seperti *High*, *Intermediate*, dan *Low pressure* (Buecker, 2006).

Efisiensi thermal suatu HRSG erat kaitannya dengan produksi uap yang dihasilkan dari pemanasan bertingkat terhadap fluida kerja. Produksi uap dipengaruhi oleh jumlah kalor yang

diserap oleh *tube banks* dari *flue gas*. Terdapat beberapa faktor yang mempengaruhi penyerapan kalor oleh *tube banks*, salah satunya adalah *uniformity* profil kecepatan dan profil temperatur dari aliran *flue gas* pada saat memasuki HRSG (So, 2017). Semakin *uniform* profil kecepatan dari aliran *flue gas* pada saat memasuki HRSG akan meningkatkan *uniformity* profil temperatur dan memiliki efek yang menguntungkan terhadap daya tahan atau *durability* dari *heat exchanger tubes* (Hedge, 2007).

Turbin gas dan *Heat Recovery Steam Generator* pada *combined cycle power plant* (PLTGU) terhubung dengan suatu instalasi yang disebut *ducting*. *Ducting* yang digunakan memiliki beberapa komponen penunjang. Salah satunya adalah *Elbow* 90° yang digunakan untuk membelokkan arah aliran agar sesuai dengan kondisi yang dibutuhkan. Namun pada saat aliran mengalir di dalam *elbow* 90° terdapat fenomena *friction loss* (gesekan), *separation loss* (separasi), dan *secondary flow* (aliran sekunder) yang menyebabkan kerugian energi dalam bentuk *pressure drop* (Sutardi, 2010). *Separation loss* (separasi) pada *inner wall* terjadi akibat adanya pembelokan arah aliran fluida namun aliran tidak mampu mengikuti kelengkungan dari *elbow* sehingga mengakibatkan aliran akan terpisah dari kontur *inner wall* (lengkungan bagian dalam) *elbow* sedangkan pada *outer wall* terjadi akibat ketidakmampuan aliran melawan pertumbuhan *adverse pressure gradient* yang terjadi pada *outer wall*. *Secondary flow* (aliran sekunder) terjadi akibat adanya perbedaan tekanan pada *inner wall* dan *outer wall* sehingga fluida pada sisi *outer wall* bergerak menuju sisi *inner wall*. Gerakan partikel ini menyebabkan laju aliran fluida terhambat atau laju aliran mengalami *blockage effect* (Sutardi, 2010). Dengan demikian *elbow* pada *ducting* yang menghubungkan turbin gas dan *Heat Recovery Steam Generator* memiliki pengaruh yang signifikan terhadap *uniformity* profil kecepatan dan *uniformity* profil temperatur aliran *flue gas* sebelum memasuki HRSG.

Salah satu metode agar aliran fluida yang mengalir pada suatu *ducting* yang di dalamnya terdapat *elbow* 90° memiliki profil

kecepatan yang lebih *uniform* adalah penambahan *turning vane* (Sutardi, 2010). Penambahan *turning vane* bertujuan untuk meminimalisir efek separasi aliran sehingga fluida dapat mengalir lebih mengikuti bentuk dinding *elbow* (Sutardi, 2010). Aliran fluida yang melewati *elbow* 90° dengan penambahan *turning vane* memiliki *uniformity* profil kecepatan yang lebih baik dibanding tanpa menggunakan *turning vane* pada bilangan *Reynold Number* aliran yang sama (Sutardi, 2010).

Studi numerik tentang penggunaan *turning vane* pada sisi *curve bend* di *Heat Recovery Steam Generator* 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 telah dilakukan. Hasil dari penelitian yang dilakukan adalah penambahan *turning vane* pada HRSG mampu memperbaiki distribusi kecepatan dan temperature *flue gas*. Pada studi numerik yang dilakukan, didapatkan informasi bahwa terdapat aliran sekunder di sisi *inlet transition zone* yang berpengaruh ke penyerapan kalor di *High Pressure Superheater* 2 (Yuwono, 2018). Penelitian penggunaan *turning vane* pada *ducting* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 di sisi *inlet transition zone* juga telah dilakukan. *Turning vane* di sisi *inlet transition zone* divariasikan dengan sudut 15°, 20, dan 25°. Hasil dari penelitian yang dilakukan adalah penambahan *turning vane* pada HRSG di sisi *inlet transition zone* mampu memperbaiki distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas*. Dengan menggunakan variasi sudut *turning vane* 15° yang diletakkan di sisi *inlet transisition zone* dapat menghasilkan pengehematan energi sebesar 2772,5 kW dibandingkan dengan kondisi *existing* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 jika diasumsikan bahwa produksi uap HRSG sama (Irawan, 2019).

Objek pada penelitian ini adalah *Heat Recovery Steam Generator* bertipe vertikal dan *ducting* yang terdiri dari *upstream duct, curve bend* berbentuk *elbow* 90°, *downstream duct*, serta *inlet transition zone*. Penelitian secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari penambahan *turning vane* terhadap karakteristik aliran di dalam *ducting* dan terhadap unjuk kerja dari HRSG. *Turning vane* diletakkan di sisi *curve bend* dan sisi *inlet*

transition zone. *Turning vane* pada sisi *curve bend* dipasang secara vertikal mengikuti kontur *curve bend* dengan ketebalan 2 mm yang membagi *curve bend* menjadi dua bagian. *Turning vane* pada sisi *inlet transition zone* dipasang secara horizontal mengikuti kontur *inlet transition zone* dengan ketebalan 2 mm yang membagi *inlet transition zone* menjadi dua bagian dengan variasi sudut kemiringan *vane* 15°, 20°, dan 25°. Hasil yang didapat dari simulasi ini adalah data kuantitatif maupun kualitatif dalam bentuk distribusi kecepatan, distribusi temperatur, dan distribusi tekanan statik dari aliran *flue gas* di HRSG. Hasil yang didapatkan digunakan untuk mengetahui pengaruh dari penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* pada *turning vane* sisi *inlet transition zone* divariasikan.

1.2 Perumusan Masalah

Pada PLTGU Muara Karang blok 1, *Heat Recovery Steam Generator* 1.1 tipe vertikal yang digunakan terhubung dengan turbin gas melalui suatu *ducting*. *Flue gas* mengalir dari turbin gas menuju HRSG melalui *ducting* yang terdiri dari *upstream duct*, *curve bend*, *downstream duct*, dan *inlet transition zone*. Sejak beroperasi tahun 1992 untuk turbin gas dan tahun 1995 untuk turbin uap sampai tahun 2018, total produksi uap HRSG 1.1 telah mengalami penurunan sebesar 6,34% sehingga menurunkan produksi listrik di sistem turbin uap. Produksi uap suatu HRSG dipengaruhi oleh jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue gas* (So, 2017). Maka usaha yang dapat dilakukan untuk meningkatkan kembali total produksi uap HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 adalah meningkatkan jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue* gas.

Uniformity profil kecepatan dan profil temperatur dari aliran *flue gas* pada saat mengalir melalui *ducting* sebelum memasuki HRSG adalah salah salah satu parameter yang mempengaruhi penyerapan kalor oleh *tube banks* (So, 2017). Salah satu metode yang dapat dilakukan agar aliran yang melewati suatu *ducting elbow* 90° dapat memiliki *uniformity* profil kecepatan dan

temperatur lebih baik adalah penambahan *turning vane* (Sutardi, 2010). Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada *ducting* yang terhubung ke HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang diharapkan memiliki pengaruh terhadap karakteristik aliran *flue gas*.

Penelitian secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* terhadap karakteristik aliran *flue gas* di HRSG dan unjuk kerja HRSG. Penyelidikan terhadap variasi sudut *vane* (15°, 20°, dan 25°) pada *turning vane* sisi *inlet transition zone* ditambahkan untuk mengetahui sudut *vane* optimal dari penggunaan *turning vane* sisi *inlet transition zone*. Karakteristik aliran yang dianalisis tiap variasi berupa data kuantitatif dan kualitatif aliran

1.3 Tujuan

Tujuan dari studi numerik tentang unjuk kerja *Heat Recovery Steam Generator* tipe vertikal adalah untuk mengetahui beberapa hal sebagai berikut :

1. Mengetahui distribusi kecepatan aliran, distribusi temperatur, dan distribusi tekanan saat mengalir pada *Heat Recovery Steam Generator* eksisting.
2. Mengetahui pengaruh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan variasi sudut kemiringan *vane* pada sisi *inlet transition zone* terhadap distribusi temperatur, distribusi kecepatan *flue gas*, *pressure drop* yang dihasilkan, serta unjuk kerja HRSG.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah :

1. Aliran *flue gas* diamsusikan *steady*.
2. Penelitian dilakukan pada HRSG unit 1 PLTGU Muara Karang blok 1 pada 29 Agustus 1995

3. Arah aliran *flue gas* keluar dari gas turbin tegak lurus terhadap penampang *inlet ducting* atau diasumsukan *uniform*.
4. Peralatan *heat exchanger* dimodelkan sebagai media *porous* untuk pemodelan *pressure drop*, pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan *ungroup macro heat exchanger*, *ntu model*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah :

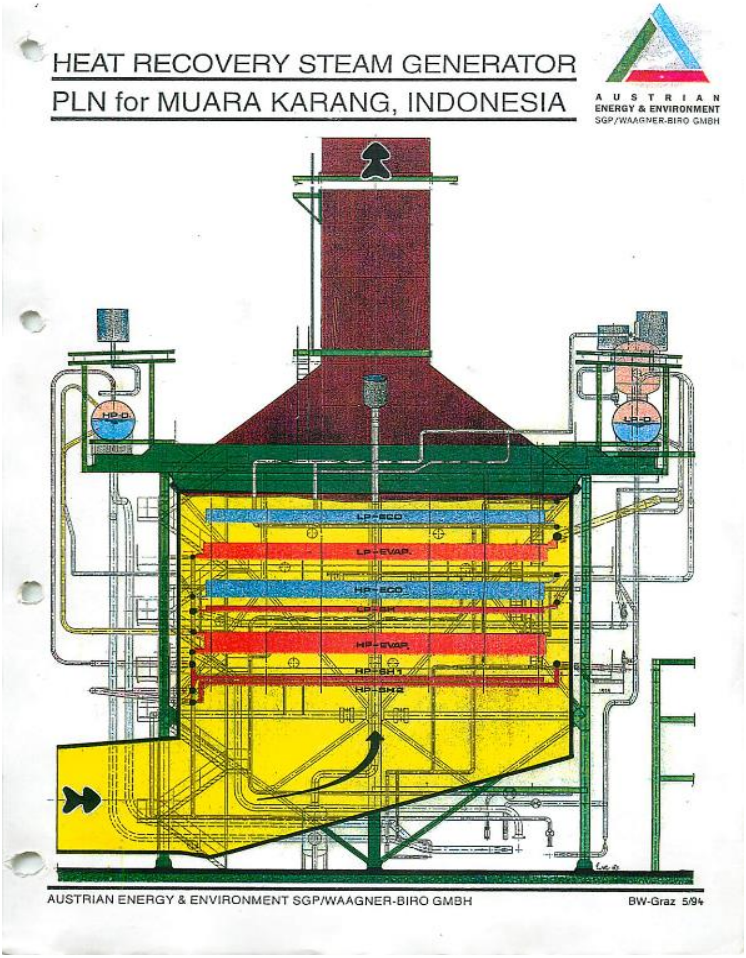
1. Memberikan informasi karakteristik aliran *flue gas* di *ducting inlet* HRSG yang mengarahkan aliran ke jajaran *heat exchanger* di dalam HRSG untuk meningkatkan penyerapan kalor.
2. Bahwa simulasi numerik dengan perangkat lunak *Computational Fluid Dynamics* dapat memberikan gambaran detail aliran dan perpindahan panas di dalam HRSG.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

HRSG adalah suatu perwujudan dari konsep memanfaatkan kembali panas dari gas buang (*flue* gas) yang dihasilkan oleh turbin gas (Kiameh, 2002). Panas pada gas buang (*flue gas*) yang dihasilkan oleh turbin gas dapat ditangkap dalam suatu *boiler* uap atau biasa disebut HRSG untuk memproduksi uap. Uap yang dihasilkan digunakan untuk menggerakkan turbin uap dan memberikan tambahan energi listrik. Adanya HRSG atau *boiler* uap pada suatu sistem pembangkit listrik merupakan ciri dari suatu *combined cycle power plant* (Breeze, 2005). HRSG adalah suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) berjenis *counterflow* yang digunakan untuk memproduksi uap dengan perpindahan panas terjadi secara konveksi (Kiameh, 2002). HRSG memiliki tiga komponen utama yaitu *superheater*, *boiler*, dan *economizer*. *Superheater* adalah komponen pertama yang terkena gas buang (*flue gas*) berfungsi untuk memanaskan lanjut *saturated steam* dari komponen *boiler*. *Boiler* adalah komponen kedua yang terkena gas buang (*flue gas*) setelah komponen *superheater* berfungsi untuk menguapkan *saturated water* dari komponen *economizer*. *Economizer* adalah komponen ketiga yang terkena gas buang (*flue gas*) setelah komponen *boiler* berfungsi untuk meningkatkan temperatur dari *subcooled water* yang masuk ke HRSG menjadi temperatur saturasi (*saturated* water) (Kiameh, 2002).

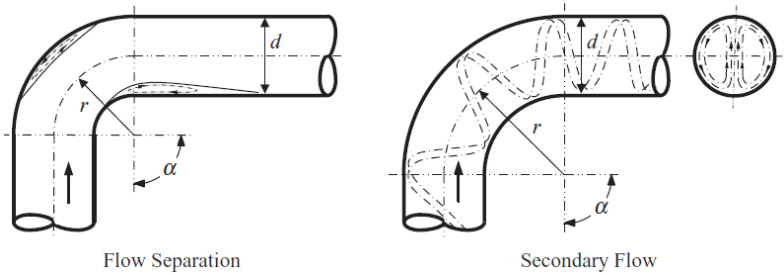
Dua tipe HRSG yang biasa digunakan adalah HRSG tipe horizontal dan tipe vertikal. Pada HRSG tipe horizontal, gas buang (*flue gas*) dari turbin gas mengalir ke susunan *tube* secara horizontal dan pipa penangkap panas (*heat exchanger*) yang teraliri air/uap digantung secara vertikal. Pada HRSG tipe vertikal memiliki susunan yang berkebalikan dengan HRSG tipe horizontal (Breeze, 2005). Berdasarkan aliran *flue gas*, maka HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 merupakan HRSG vertikal (Gambar 2.1).



Gambar 2.1 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 tipe vertikal (1994, Maintenance manual heat recovery steam generator Muara Karang CCP II volume 1)

2.2 Losses pada Elbow dan Pipe Bends

Pressure loss pada *pipe bends* disebabkan oleh tiga komponen. Komponen pertama adalah *pressure loss* akibat *surface friction* yang panjang titik tengah dari *bends* sama dengan panjang suatu pipa lurus agar aliran menjadi *fully developed flow*. Komponen kedua adalah *pressure loss* akibat separasi aliran utama atau *main flow* dari aliran yang mengalir dekat radius dalam dan radius luar yang dimiliki *bends*. Komponen ketiga adalah *pressure loss* akibat *secondary flow* yang terjadi pada aliran utama atau *main flow* karena adanya gaya sentrifugal dan *frictional resistance* pada dinding pipa (Rennels, 2012). Gambar 2.2 menunjukkan fenomena *flow separation* dan *secondary flow* pada suatu *curved pipe*.



Gambar 2.2 Fenomena *Flow Separation* dan *Secondary flow* pada *Curved Pipe* (Rennels, 2012)

2.3 Proses Pembakaran

Proses pembakaran merupakan reaksi oksidasi antara bahan bakar dan oksigen untuk menghasilkan panas dan produk lainnya dari reaksi pembakaran. Komponen utama dalam bahan bakar fosil adalah carbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), dan nitrogen (N). Proses pembakaran disebut sempurna jika unsur carbon, hydrogen dan nitrogen membentuk gas CO_2, H_2O dan N_2. Proses reaksi pembakaran ditunjukkan pada persamaan 2.1 (Moran, 2006)

$$mC_xH_y + m\left(x + \frac{y}{4}\right)(O_2 + 3{,}762N_2) \rightarrow mxCO_2 + \frac{my}{2}H_2O + 3{,}762m\left(x + \frac{y}{4}\right)N_2 \quad (2.1)$$

Hasil pembakaran berupa gas buang atau *flue gas* mempunyai beberapa properties antara lain adalah kalor spesifik Cp, massa jenis ρ. Kalor spesifik Cp *flue gas* dapat dihitung dari Persamaan 2.2 dan 2.3 (Moran, 2006) berikut ini.

$$C_p = M\bar{C}_p \quad (2.2)$$

$$\bar{C}_p = \sum_{i=1}^{j} y_i \bar{C}_{p,i} \quad (2.3)$$

Yang mana :

y_i : fraksi mol komponen ke-i

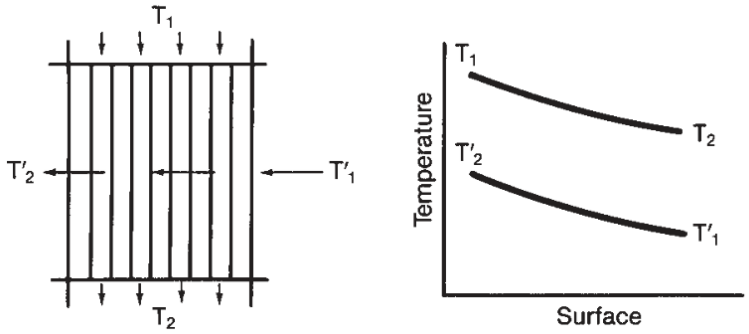
C_p : kalor spesifik (kJ/kgK)

$\bar{C}_p$: kalor spesifik tiap massa molar (kJ/kmolK)

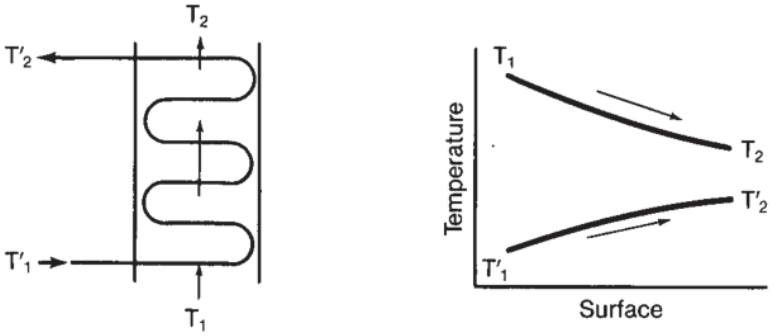
2.4 Perpindahan Panas

Proses pemanasan antara *flue gas* dan pipa-pipa *tube banks* di HRSG adalah konveksi dan konduksi (Buecker, 2002). Perpindahan panas di pipa-pipa HRSG secara umum bertujuan mengubah fasa dari air menjadi uap dan menaikkan temperatur air atau uap (tanpa mengubah fasanya).

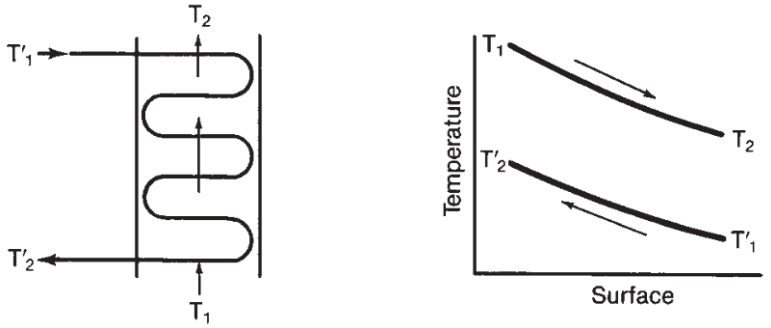
Berdasarkan arah alirannya, *heat exchanger* dapat dibedakan menjadi tiga (3) jenis, yaitu : *parallel flow*, *counter flow* dan *cross flow* (Babcock, 2005).



Gambar 2.3 *Heat exchanger* jenis *cross flow* (Babcock, 2005)



Gambar 2.4 *Heat exchanger* jenis *parallel flow* (Babcock, 2005)



Gambar 2.5 *Heat exchanger* jenis *counter flow* (Babcock, 2005)

Economizer, *evaporator* dan *superheater* pada HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat digolongkan sebagai *heat exchanger* berjenis *counter flow*. Besarnya laju perpindahan panas dapat dihitung dari Persamaan 2.4 (Incropera, 2007)

$$q = U.A.\Delta T_{lm} \quad (2.4)$$

Yang mana :

q : laju perpindahan panas (W)

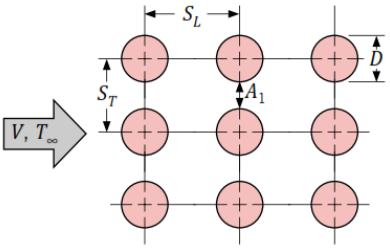
U : koefisien *Overall heat transfer* (W/m^2K)

A : luas permukaan perpindahan panas (m^2)

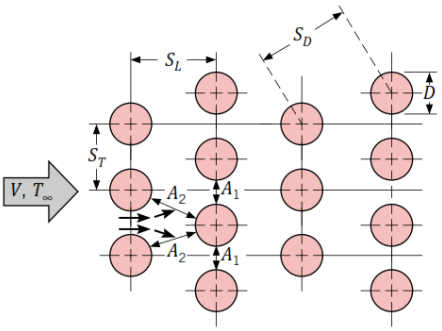
$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1)-(\Delta T_2)}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (K) \quad (2.5)$$

2.5 Penurunan Tekanan

Susunan *tube* pada *economizer*, *evaporator* dan *superheater* dapat disebut *bundle* atau *tube bank*. Susunan *tube bank* dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu *aligned* dan *staggered* (Incropera, 2007).



Gambar 2.6 Susunan *tube* jenis *aligned* (Incropera, dkk, 2007)



Gambar 2.7 Susunan *tube* jenis *staggered* (Incropera, dkk, 2007)

Penurunan Tekanan atau *pressure drop flue gas* (Δp) setelah melalui *tube bank* dapat dihitung dari Persamaan 2.6 (Incropera, 2007)

$$\Delta p = N_L \, \chi \, f \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2}\right) \quad (2.6)$$

Yang mana :

Δp : *pressure drop* (Pa)

N_L : jumlah baris *tube*

χ : faktor koreksi susunan *tube bank*

f : faktor gesekan

ρ : massa jenis aliran (kg/m^3)

V_{max} : kecepatan *flue gas* maksimum (m/s)

Kecepatan maksimum (V_{max}) pada susunan *staggered* dapat terjadi pada bidang *transverse* A_1 maupun pada bidang bidang diagonal A_2. Persamaan 2.7 (Incropera, 2007) untuk menghitung kecepatan maksimum apabila terjadi di bidang *transverse* A_1

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.7)$$

Yang mana :

V_{max} : kecepatan *flue gas* maksimum (m/s^2)

S_T : jarak antar *tube* tegak lurus aliran (m)

D : diameter *tube* (m)

V : kecepatan fluida ke arah *tube bank* (m/s)

Kecepatan maksimum pada susunan *staggered* terjadi pada bidang diagonal A2 dengan syarat persamaan 2.8 (Incropera, 2007)

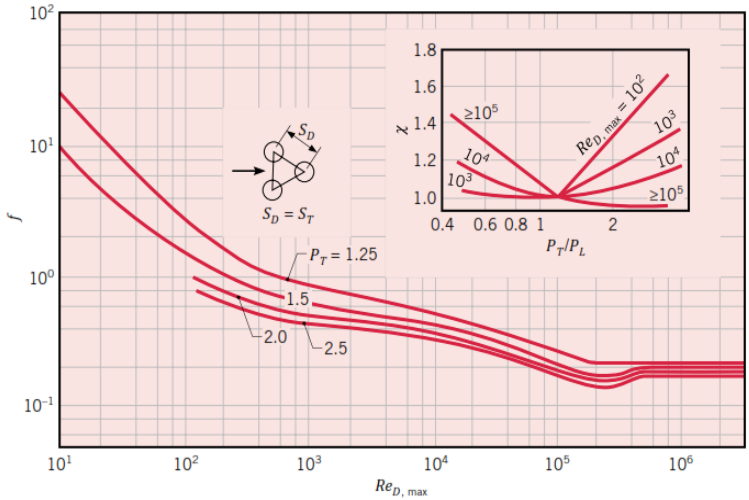
$$S_D < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.8)$$

Yang mana :

S_D : jarak antar *tube* arah diagonal (m)

Maka kecepatan maksimum pada bidang diagonal dapat dihitung dari Persamaan 2.9 (Incropera, 2007)

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.9)$$



Gambar 2.8 Faktor gesekan f dan factor koreksi χ pada tube bank susunan staggered (Incropera, dkk, 2007)

Untuk *heat exchanger* yang menggunakan *fin*, maka perhitungan *pressure drop* dihitung berdasarkan persamaan dari *heat exchanger design handbook*. Persamaan 2.10 untuk menghitung *pressure drop*

$$E_u = 2\frac{\Delta p}{\rho u^2 z} = 5{,}4\left(\frac{d^*}{d_e}\right)^{0,3} {Re_{d^*}}^{-0,25} C_z \quad (2.10)$$

Yang mana :

$2{,}2.10^3 < Re_{d^*} < 1{,}8.10^5$

d : diameter *tube* (m)

u : kecepatan maksimum *fluida* saat di antara *tube* (m/s)

z : jumlah baris *tube heat exchanger*

E_u : Euler *number*

Δp : *pressure drop* (Pascal)

d* : diameter relatif (m)

d_e : diameter hidraulik (m)

C_z : faktor koreksi

Diameter relatif (d*) dapat dihitung dengan persamaan 2.11 (*Heat Exchanger design book*, 1983)

$$d^* = \frac{dA_{tube}}{A_{total}} + \frac{A_{fin}}{A_{total}} \sqrt{0{,}785(D^2 - d^2)} \quad (2.11)$$

Yang mana :

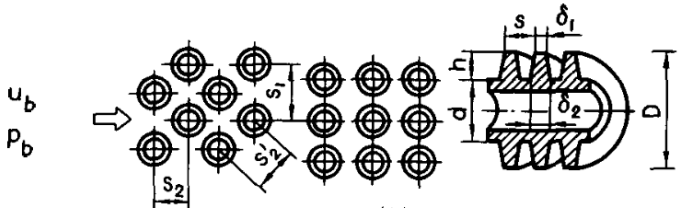
A_{tube} : luas permukaan tube per satuan panjang (m2/m)

A_{fin} : luas permukaan *fin* tipis (m^2)

D : diamter *fin* (m)

Diameter hidraulik (d_e) dapat dihitung dengan persamaan 2.12 (*Heat Exchanger design book*, 1983)

$$d_e = \frac{4 flow\ area}{flow\ perimeter} = \frac{2[s(s_1 - d) - 2\delta h']}{2h + s} \quad (2.12)$$



Gambar 2.9 Dimensi susunan *tube* dan fin secara *staggered* (HE *design handbook*, 1983)

Yang mana, parameter s_1, s, δ_1, d, dan h dapat dilihat pada Gambar 2.9

Faktor c_z dapat dihitung dari persamaan 2.13 (*Heat Exchanger design book*, 1983)

$$c_z = 0{,}934 + \frac{0{,}355}{z-0{,}667} \quad (2.13)$$

Yang mana untuk $z \geq 6$ maka $c_z = 1$

Untuk nilai C_z dapat dilihat dari Tabel 2.1 berikut ini :

Tabel 2.1 Faktor koreksi C_z dari *row* ke *row*

Row	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_z	2,000	1,200	1,086	1,041	1,016	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
C_z	2,000	1,600	1,429	1,332	1,269	1,224	1,192	1,168	1,149	1,134

Row	11	12	13	14	15	16	17	18
c_z	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
C_z	1,122	1,112	1,103	1,096	1,090	1,084	1,079	1,075

Sumber : *Heat exchanger design handbook*, 1983

2.6 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah teknologi komputasi yang digunakan untuk mempelajari dinamika dari benda benda-benda atau zat-zat yang mengalir. CFD merupakan ilmu yang mempelajari cara memprediksi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena lainnya dengan menyelesaikan model matematika pada setiap grid. Model matematika dibangun dan dianalisa berdasarkan persamaan-persamaan diferensial parsial yang mempresentasikan hokum-hukum konservasi massa, momentum, dan energi (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009).

2.6.1 *Viscous Model* k-epsilon standard

Model ini merupakan pemodelan *viscous* turbulen dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen dan skala panjang. Kestabilan, ekonomis, dan keakuratannya digunakan untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model ini digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan panas (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

2.6.2 Media Porous

Media *porous* digunakan secara luas untuk pemodelan *packed bed*, kertas filter, *perforated plate* dan *tube bank* (Ansys Fluent *User Guide* 2009). Media porous dimodelkan dengan penambahan *momentum source* (S_i) ke persamaan aliran fluida standar. *Momentum source* tambahan (S_i) terdiri dari *viscous loss*

(hukum Darcy) dan *inertial loss*. Persamaan 2.14 adalah persamaan *momentum source* tambahan (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha}\upsilon_i + C_2\frac{1}{2}\rho|\upsilon|\upsilon_i\right) \quad (2.14)$$

Yang mana :

S_i : momentum *source* ke-i (N/m^3)

α : *permeability* (m^2)
μ : viskositas dinamik (kg/m.s)
υ_i : kecepatan ke-i (m/s)
$|\upsilon|$: besaran kecepatan (m/s)
C_2 : faktor *inertial resistance* (1/m)
ρ : massa jenis aliran (kg/m^3)

Untuk mencari koefisien α dan C_2 dapat di ketahui dari data kecepatan dan *pressure drop*.

Pressure drop yang terjadi di media *porous* dapat dihitung dari persamaan 2.15 (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

$$\Delta p = -S_i \Delta n \quad (2.15)$$

Yang mana :

Δp : *pressure drop* (Pa)
Δn : ketebalan aktual model *porous media* (m)

Porositas (γ) dapat didefinisikan sebagai volume fluida terbuka dibagi dengan volume total. Persamaan porositas dapat dilihat pada Persamaan 2.16 dan Persamaan 2.17 (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009).

$$\gamma = \frac{volume\ fluida\ terbuka}{volume\ total} \quad (2.16)$$

$$\gamma = \frac{volume\ total - volume\ tube - volume\ fin}{volume\ total} \quad (2.17)$$

Volume total dapat dihitung dari persamaan 2.18 (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

$$Volume\ total = p_{HE} l_{HE} t_{HE} \quad (2.18)$$

Yang mana :

p_{HE} : panjang *tube heat exchanger* (m)

l_{HE} : lebar *heat exchanger* (m)

t_{HE} : tebal *heat exchanger* (m)

Tebal *heat exchanger* (t_{HE}) dapat dihitung dari persamaan 2.19 (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

$$t_{HE} = S_L(z-1) + D \quad (2.19)$$

Yang mana :

z : jumlah baris *tube heat exchanger*

D : diameter *fin*

Volume *tube* dapat dihitung dari persamaan 2.20 (ANSYS FLUENT *User's Guide*, 2009)

$$Volume\ tube = N_{tube} \frac{\pi}{4} d^2 p_{HE} \quad (2.20)$$

Yang mana :

N_{tube} : jumlah *tube*

d : diameter *tube* (m)

Volume *fin* dapat dihitung dari persamaaan berikut ini :

$$Volume\ fin = N_{tube} N_{fin} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\delta \quad (2.21)$$

Yang mana :

N_{fin} : jumlah *fin* tiap *tube*

δ : tebal *fin* (m)

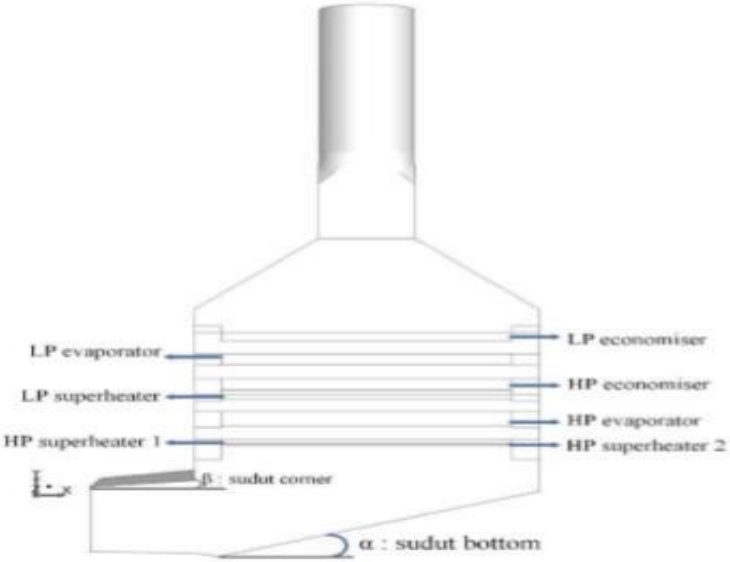
2.7 Penelitian Terdahulu

Yuwono (2018) melakukan penelitian mengenai karakteristik aliran *flue gas* ke HRSG tipe vertikal pada PLTGU Muara Karang dengan variasi sudut corner dan banyaknya turning vane yang digunakan pada sisi *upstream. Heat exchanger* dimodelkan sebagai media *porous* untuk pemodelan *pressure drop*, sedangkan pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan *ungroup macro heat exchanger, ntu model.* Model *solver* yang digunakan adalah "SIMPLE" dengan pemodelan turbulensi k-epsilon standard.

Yuwono melakukan simulasi menggunakan Ansys dengan variasi geometri HRSG seperti pada tabel 2.2 berikut.

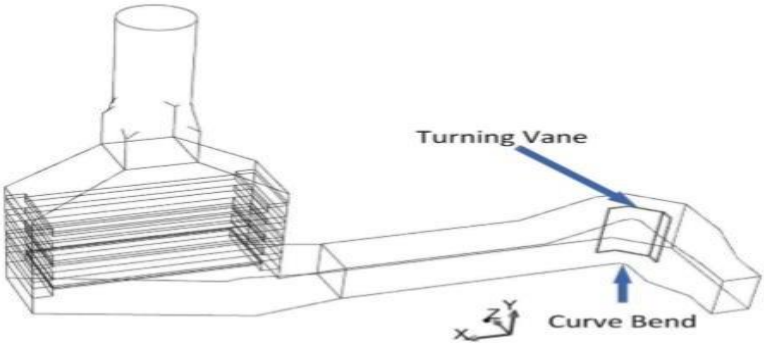
Tabel 2.2 Variasi sudut *corner* (β) dan *turning vane* untuk simulasi

No	Sudut β	Sudut α	Turning vane	Keterangan
1	6	18		Referensi
2	6	18	1	Menambah 1 turning vane di curve bend
3	6	18	2	Menambah 2 turning vane di curve bend
4	12	18		Mengubah sudut β
5	12	18	1	Mengubah sudut β dan menambah 1 turning vane di curve bend
6	12	18	2	Mengubah sudut β dan menambah 2 turning vane di curve bend



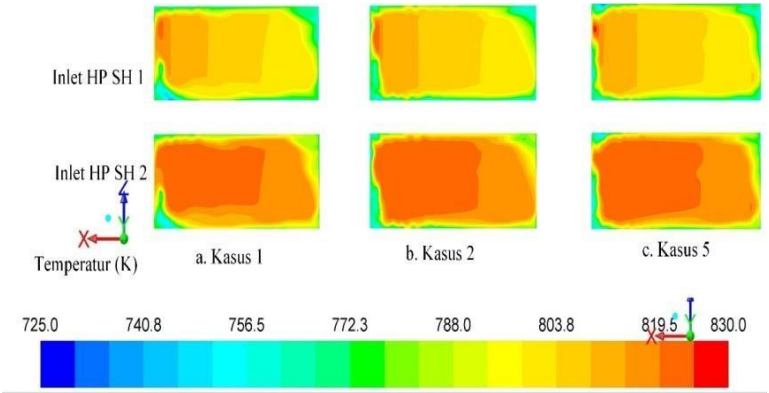
Sumber: (Yuwono, 2018)

Gambar 2.10 Susunan modul *heat exchanger* (Yuwono, 2018)



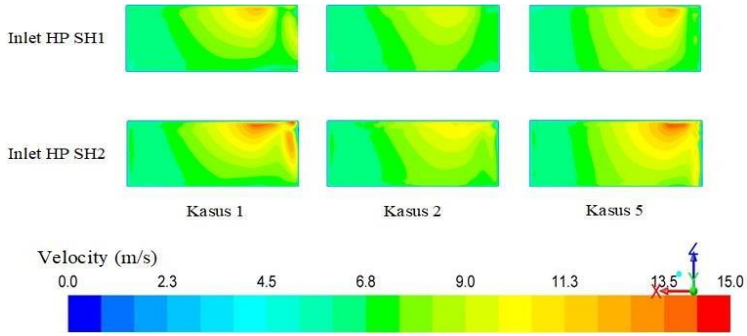
Gambar 2.11 Lokasi *turning vane* (Yuwono, 2018)

Hasil yang didapat pada penelitian ini adalah berupa kontur distribusi temperatur, kecepatan, dan tekanan statik. Hasil dari penelitian ini menampilkan kasus 1, kasus 2, dan kasus 3 sebagai perbandingan. Dari gambar 2.12 didapatkan bahwa distribusi temperature pada kasus 5 lebih baik daripada kasus 1 dan 2.



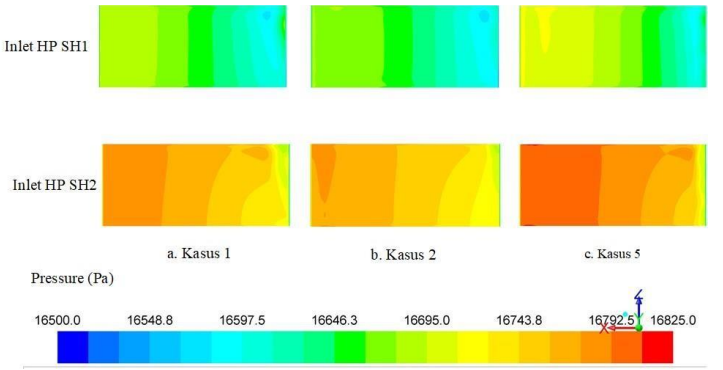
Gambar 2.12 Kontur distribusi temperatur *flue gas* di sisi inlet HP SH 2 dan HP SH 1 (Yuwono, 2018).

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi kecepatan dari gambar 2.13 menunjukkan bahwa distribusi kecepatan pada kasus 2 paling baik namun kecepatan maksimumnya lebih rendah dari kasus 1. Dari hasil ini menunjukkan bahwa penambahan turning vane dapat memperbaiki distribusi aliran *flue gas.*



Gambar 2.13 Kontur distribusi kecepatan *flue gas* di *inlet* HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Yuwono, 2018).

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi tekanan statik dari gambar 2.14 menunjukkan bahwa distribusi statik pada kasus 3 paling baik dibandingkan dengan kasus 1 dan 2. Dari hasil analisis, Yuwono menyimpulkan bahwa perubahan sudut *corner* dari 6^{o} menjadi 12^{o} disertai dengan penambahan 1 buah turning vane di sisi *elbow* mampu menghasilkan distribusi temperatur dan kecepatan lebih baik serta mengurangi besarnya aliran sekunder secara efektif



Gambar 2.14 Kontur distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Yuwono, 2018)

Irawan (2019) melakukan penelitian tentang unjuk kerja *heat recovery steam generation* tipe vertikal dengan penambahan *turning vane* dengan variasi sudut kemiringan *vane* pada sisi *inlet transition zone*. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai media *porous* untuk pemodelan *pressure drop*, sedangkan pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan *ungroup macro heat exchanger, ntu model.* Model *solver* yang digunakan adalah "SIMPLE" dengan pemodelan turbulensi k-epsilon standard.

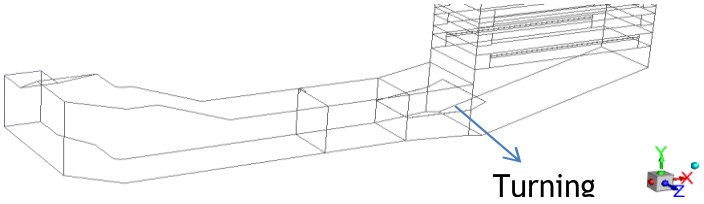
Irawan melakukan simulasi menggunakan Ansys dengan parameter input pada rancangan simulasi seperti pada tabel 2.3 dan variasi sudut *turning vane* untuk simulasi seperti pada tabel 2.4.

Tabel 2.3 Parameter input pada rancangan simulasi (Irawan, 2019)

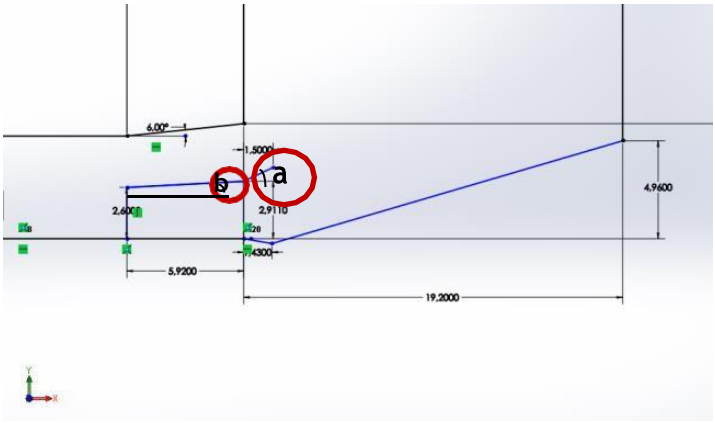
Nilai	Parameter	*Input*
Konstan	Aliran *flue gas* (sesuai beban operasi)	• *Mass Flow* • *Temperature inlet* • *Pressure inlet* • *Heat rejection* di *heat exchanger*
Variasi	*Turning vane*	• Variasi sudut a turning vane

Tabel 2.4 Variasi sudut *turning vane* untuk simulasi (Irawan, 2019)

No	Sudut a	Sudut b
1	25	3
2	20	3
3	15	3

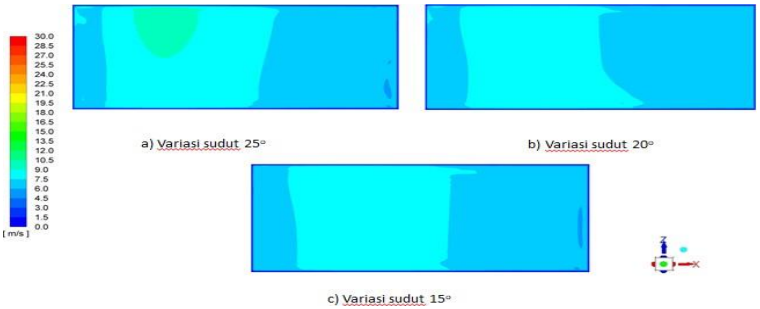


Gambar 2.15 Posisi *turning vane* pada HRSG (Irawan, 2019)

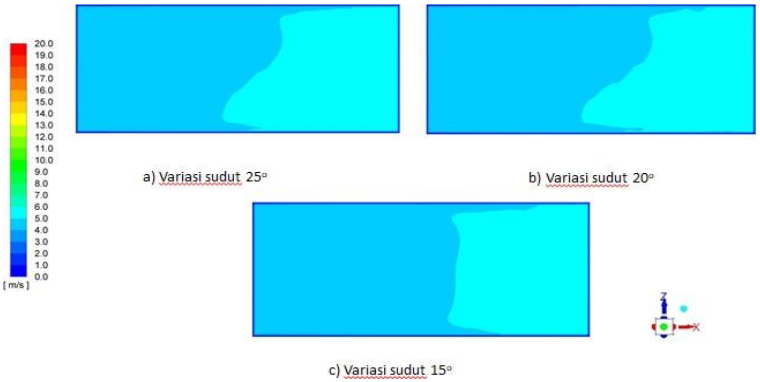


Gambar 2.16 Sudut a dan b *turning vane* pada HRSG (Irawan, 2019)

Hasil yang didapat pada penelitian ini adalah berupa kontur distribusi temperatur, kecepatan, dan tekanan static. Hasil dari penelitian ini menampilkan variasi sudut *turning vane* 25°, 20°, 15° sebagai perbandingan. Dari gambar 2.17 dan gambar 2.18 didapatkan bahwa distribusi kecepatan dengan sudut *turning vane* 15° lebih merata daripada sudut *turning vane* 20° dan 25° pada saat di *inlet High Pressure Superheater* (HP SH) 1 maupun di *outlet High Pressure Evaporator* (HP *Evaporator*) namun kecepatan maksimumnya menurun. Dari hasil ini menunjukkan bahwa *turning vane* dengan sudut 15° dapat memperbaiki distribusi kecepatan *flue gas* terlihat dari warna biru tua yang lebih mendominasi.

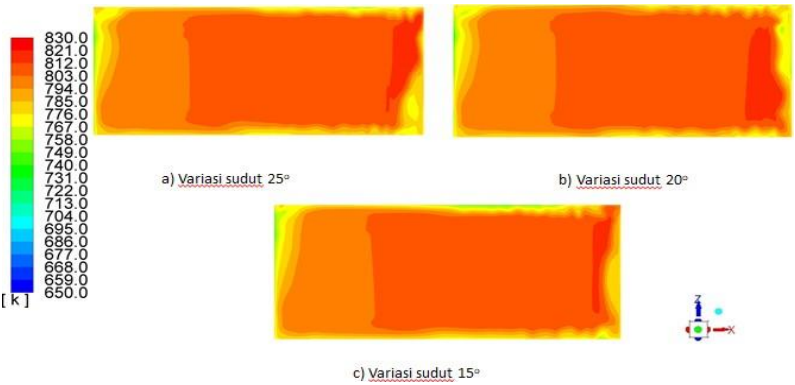


Gambar 2.17 Distribusi kecepatan *flue gas* di *inlet* HP SH 1 (Irawan, 2019)

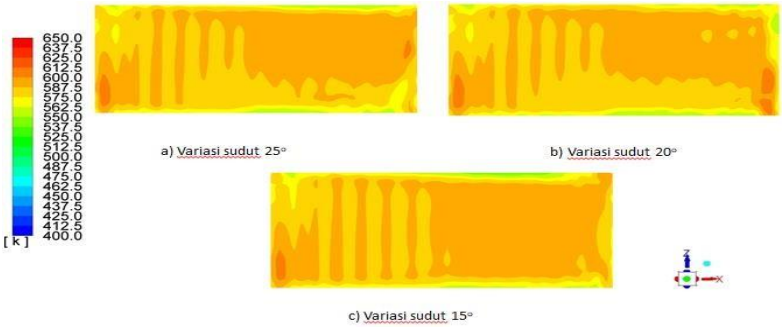


Gambar 2.18 Distribusi kecepaatan *flue gas* di *outlet* HP *Evap* (Irawan, 2019)

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi temperatur dari gambar 2.19 dan gambar 2.20 didapatkan bahwa distribusi tempertatur dengan sudut *turning vane* 15° lebih merata daripada sudut *turning vane* 20° dan 25° pada saat di *inlet High Pressure Superheater* (HP SH) 1 maupun di *outlet High Pressure Evaporator* (HP *Evaporator*). Dari hasil ini menunjukkan bahwa *turning vane* dengan sudut 15° dapat memperbaiki distribusi temperatur *flue gas* terlihat dari luasan warna oranye gelap pada bagian kanan lebih luas. Lebih meratanya distribusi temperatur yang terbentuk menyebabkan serapan kalor di HP *Superheater* 1 dan HP Evaporator pada variasi sudut 15 derajat ini paling tinggi.



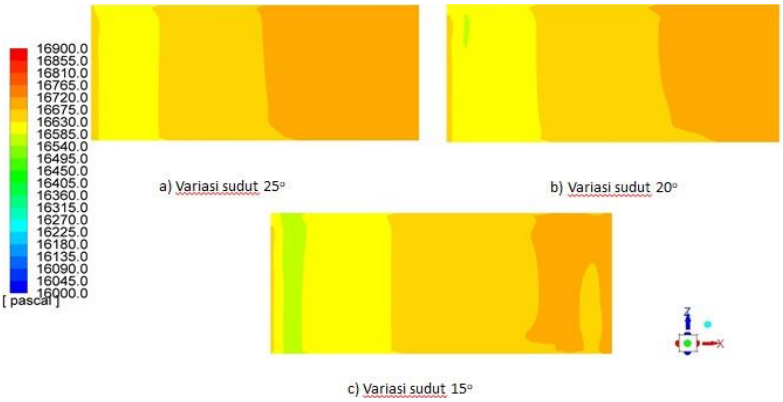
Gambar 2.19 Distribusi temperatur *flue gas* di sisi inlet HP SH 1 (Irawan, 2019)



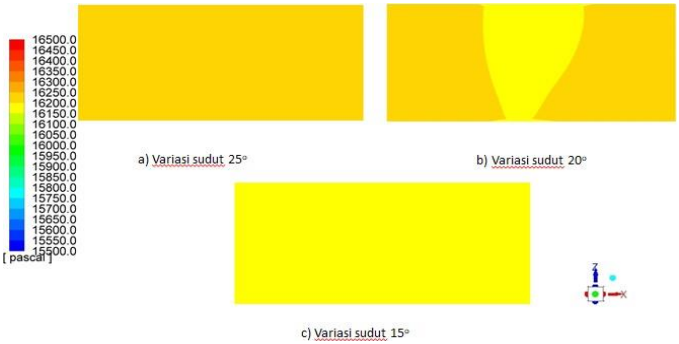
Gambar 2.20 Distribusi temperatur outlet *flue gas* HP *Evaporator* (Irawan, 2019)

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi tekanan statik dari gambar 2.21 dan gambar 2.22 didapatkan bahwa distribusi tekanan statik dengan sudut *turning vane* 15° dan 25° lebih merata daripada sudut *turning vane* 20° pada saat di *inlet High Pressure Superheater* (HP SH) 1 maupun di *outlet High Pressure Evaporator* (HP *Evaporator*). Dari hasil ini menunjukkan

bahwa tekanan statik bernilai lebih besar pada sudut 25° daripada sudut 15° dan 10°.



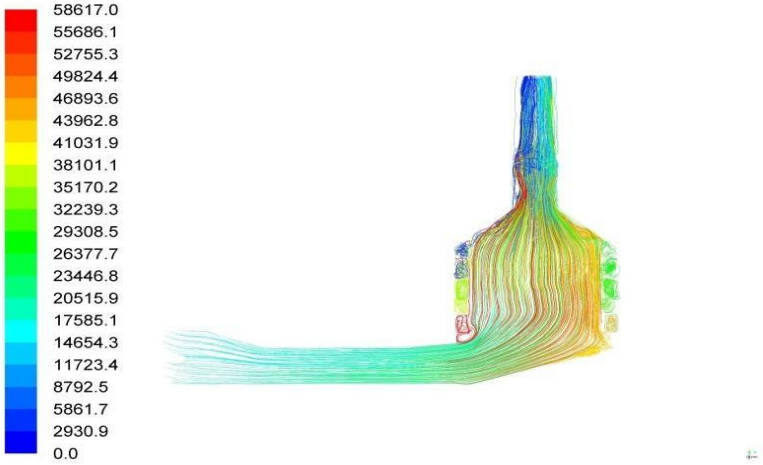
Gambar 2.21 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH 1 (Irawan, 2019)



Gambar 2.22 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *outlet* HP *Evap* (Irawan, 2019)

Dapat dilihat pada gambar 2.23 bahwa terdapat pusaran yang lebih besar pada daerah dekat sudut *corner* jika dibandingkan

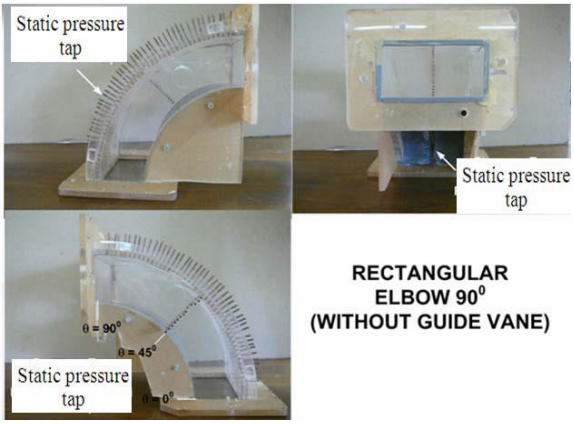
dengan setelah ditambahkannya *turning vane* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.24. Hal ini menunjukkan bahwa dengan ditambahkannya *turning vane* dapat membantu pembagian aliran lebih merata menuju *heat exchanger*. Yang menjadikan tekanan pada daerah dekat sudur *corner* tidak serendah dibandingkan dengan tidak ditambahkan *turning vane.*



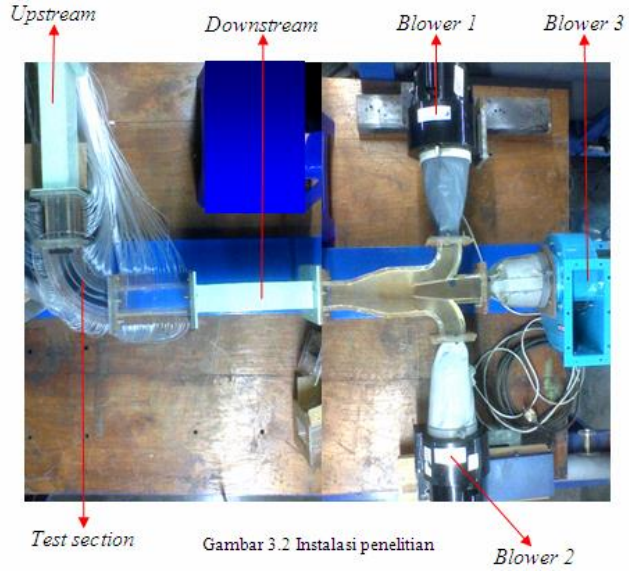
Gambar 2.23 *Velocity pathline* pada simulasi tanpa *turning vane* (Irawan, 2019)

Gambar 2.24 *Velocity pathline* pada simulasi dengan *turning vane* (Irawan, 2019)

Studi eksperimen tentang efek dari penambahan *guide vane* dan bilangan *Reynold Number* terhadap *pressure drop* aliran pada 90° *Rectangular Elbow* telah dilakukan oleh Sutardi, dkk (2010). Studi eksperimen dilakukan di laboratorium Mekanika Fluida, Departemen Teknik Mesin, ITS, Surabaya. Komponen utama yang digunakan adalah 90° *Rectangular Elbow* dengan *guide vanes* maupun tanpa *guide vanes*. Udara yang mengalir digerakkan menggunakan *induced fans* dengan kapasitas aliran lebih dari $15 {}^{m^3}/_{min}$ dan aliran telah melalui *honey comb* dan *contraction area* sebelum memasuki *test section*. Gambar 2.25 menunjukkan *test section* utama dan gambar 2.26 menunjukkan keseluruhan perlengkapan eksperimen.

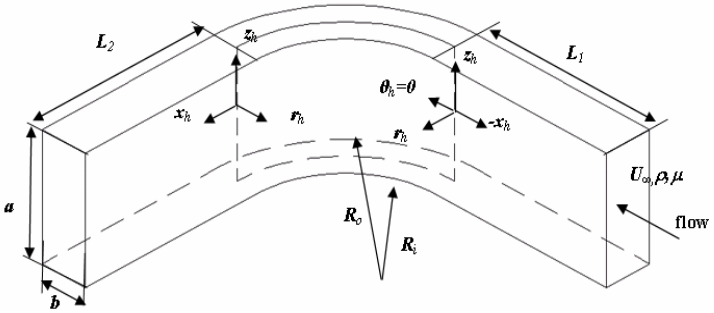


Gambar 2.25 90° *Rectangular Elbow* Tanpa *Guide Vane* (Sutardi, 2010)



Gambar 2.26 Keseluruhan Perlengkapan Eksperimen (Sutardi, 2010)

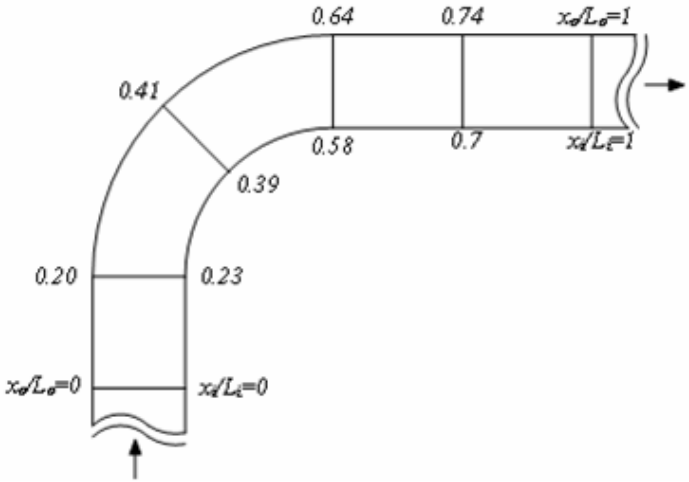
Inner radius (R_i) *elbow* berukuran 100 mm sedangkan *outer radius* (R_o) berukuran 150 mm. *Cross section* dari *elbow* berbentuk segi empat dengan lebar 50 mm dan tinggi 100 mm. Detail dari geometri *elbow* ditunjukkan pada gambar 2.26 dan ukuran keseluruhan *test section* diberikan pada tabel 2.5. Gambar 2.27 menampilkan lokasi yang diinvestigasi dengan detail lokasi diberikan pada tabel 2.6



Gambar 2. 27 Detail dari Geometri *Elbow* (Sutardi, 2010)

Tabel 2.5 Ukuran Keseluruhan *Test Section* (Sutardi, 2010)

Simbol	Ukuran (dalam mm)	Simbol	Ukuran (dalam mm)
a	50	L_i	477
b	100	L_e	555
L_1	100	D_h	66.7
L_2	200	R_i	100
		R_o	150



Gambar 2.28 Lokasi Pengukuran Kecepatan pada *Test Section* (Sutardi, 2010)

Tabel 2.6 Lokasi Pengukuran untuk *Velocity Profiles* (Sutardi, 2010)

Section	X_i/L_i	X_e/L_e
1	0.00	0.00
2	0.23	0.20
3	0.39	0.41
4	0.58	0.64
5	0.70	0.74
6	1.00	1.00

Studi eksperimen dilakukan dengan parameter input pada rancangan eksperimen seperti pada tabel 2.7 dan variasi penelitian untuk studi eksperimen seperti pada tabel 2.8.

Tabel 2.7 Parameter Input pada Rancangan Studi Eksperimen (Sutardi, 2010)

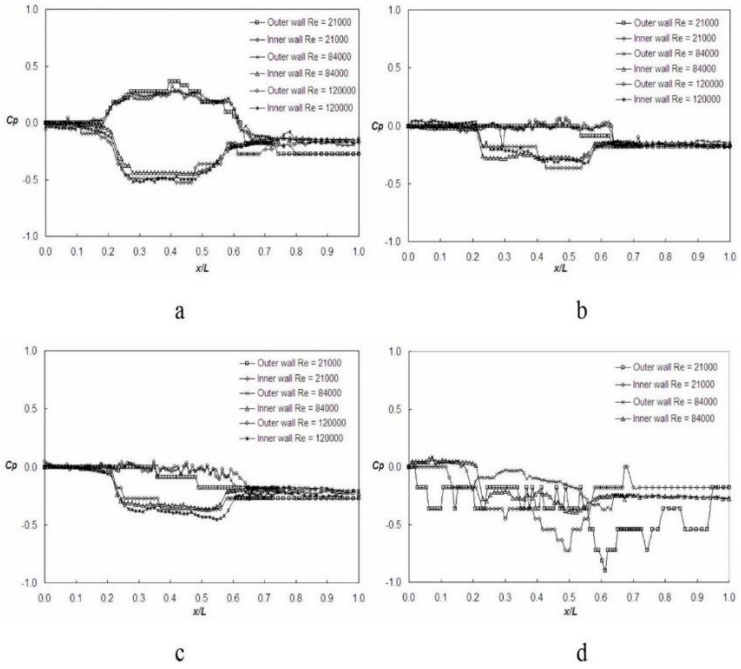
Nilai	Parameter	Input
Konstan	Fluida Mengalir	Densitas Fluida (ρ)
		Viskositas Fluida (μ)
		Freestream Velocity Fluida pada inlet *elbow* (U_∞)

Tabel 2.8 Variasi Penelitian Studi Eksperimen (Sutardi, 2010)

Variasi	Jumlah *Guide Vane* (buah)	Nilai Bilangan *Reynold Number* (Re_{Dh})
1	1	$2.1\ x\ 10^4$
2		$8.4\ x\ 10^4$
3		$12\ x\ 10^4$
4	2	$2.1\ x\ 10^4$
5		$8.4\ x\ 10^4$
6		$12\ x\ 10^4$
7	3	$2.1\ x\ 10^4$
8		$8.4\ x\ 10^4$
9		$12\ x\ 10^4$

Hasil yang didapat pada penelitian ini adalah berupa *Wall Pressure Coeeficient* (C_p) yang disajikan dalam bentuk grafik sebagai sebuah fungsi dari bilangan *Reynold Number* dan jumlah *guide vanes* serta *Mean Velocity Profiles* yang ditangkap pada bagian *downstream* $3D_h$ dari pangkal akhir *guide vane*. Hasil dari penelitian ini menampilkan variasi jumlah *guide vanes* yang digunakan dengan variasi bilangan *Reynold Number* sebagai perbandingan. Gambar 2.29 (a) menampilkan distribusi C_p sebagai fungsi dari bilangan *Reynold Number* untuk *elbow* tanpa penambahan *guide vane*, sedangkan gambar 2.29 (b), (c), dan (d)

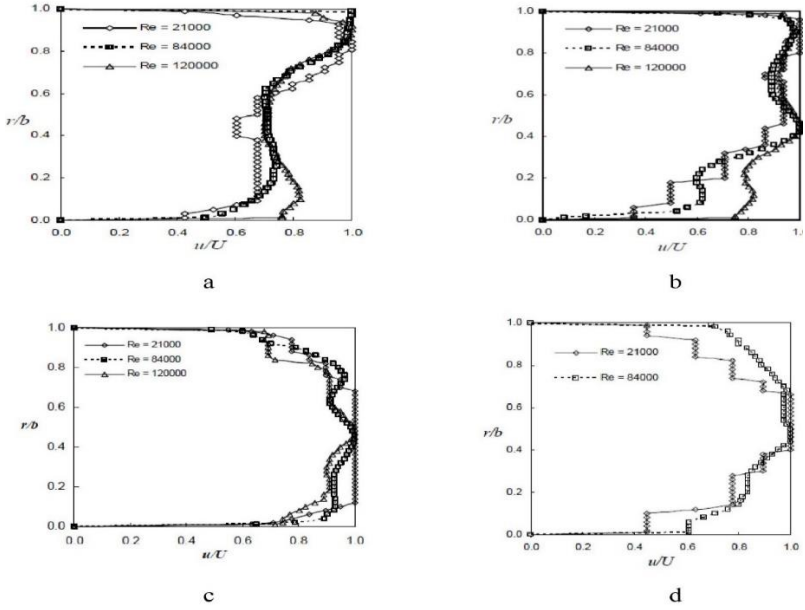
menampilkan distribusi C_p sebagai fungsi dari bilangan *Reynold Number* untuk *elbow* dengan penambahan 1, 2, dan 3 buah *guide vanes*.



Gambar 2.29 (a) Distribusi C_p *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Tanpa Penambahan *Guide Vane*, (b) Distribusi C_p *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 1 *Guide* Vane, (c) Distribusi C_p *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 2 *Guide Vane*, (d) Distribusi C_p *Inner* dan *Outer Radius* dari Dinding *Elbow* Penambahan 3 *Guide Vane* (Sutardi, 2010)

Gambar 2.29 menunjukkan bahwa terdapat perbedaan *Static Wall Pressure* yang signifikan antara *inner* dan *outer radius* dari dinding *elbow*. Perbedaan tekanan yang terjadi mengakibatkan partikel fluida bergerak dari dinding luar menuju dinding dalam. Penambahan 1, 2, atau 3 buah *guide vanes* mengurangi secara signifikan perbedaan tekanan antara dinding luar dengan dinding dalam yang dapat dilihat pada gambar 2.29 (b), (c), dan (d) sehingga pergerakan secara *cross flow* dari partikel fluida dapat dikurangi. Dengan demikian penambahan *guide vanes* dapat mengurangi *secondary flow* yang terjadi dan *pressure drop* akibat dari *secondary flow* pada *elbow* juga dapat berkurang.

Gambar 2.30 (a), (b), (c), dan (d) menunjukkan *Mean Velocity Profiles* pada *downstream* yang berjarak $3D_h$ dari pangkal *guide vanes*. *Velocity Profiles* dipengaruhi oleh nilai bilangan *Reynold Number* (Re_{Dh}). Semakin tinggi nilai Re_{Dh} maka *profile* yang dimiliki semakin merata (*fuller*). Hal tersebut menandakan bahwa aliran semakin turbulen



Gambar 2.30 (a) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Tanpa Penambahan *Guide Vane*, (b) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Penambahan 1 *Guide Vane*, (c) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Penambahan 2 *Guide Vane*, (d) *Velocity Profiles* untuk *Elbow* Penambahan 3 *Guide Vane* (Sutardi, 2010)

BAB III
METODE PENELITIAN

3.1 Tahap – tahap Penelitian

Metodologi untuk menyelesaikan penelitian simulasi aliran *flue gas* di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dengan *software* Ansys Fluent 19.1 secara adalah sebagai berikut :

a. Studi Literatur

   Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan *journal*, *e-book*, dan hasil penelitian terdahulu yang berkaitan dengan tema penelitian tentang distribusi temperatur serta aliran fluida di dalam HRSG.

b. Pengumpulan Data

   Data yang dikumpulkan merupakan data primer dan sekunder. Data – data tersebut adalah data desain HRSG, turbin gas, dan data operasi PLTGU Muara Karang blok 1.

c. Pemodelan dan Simulasi

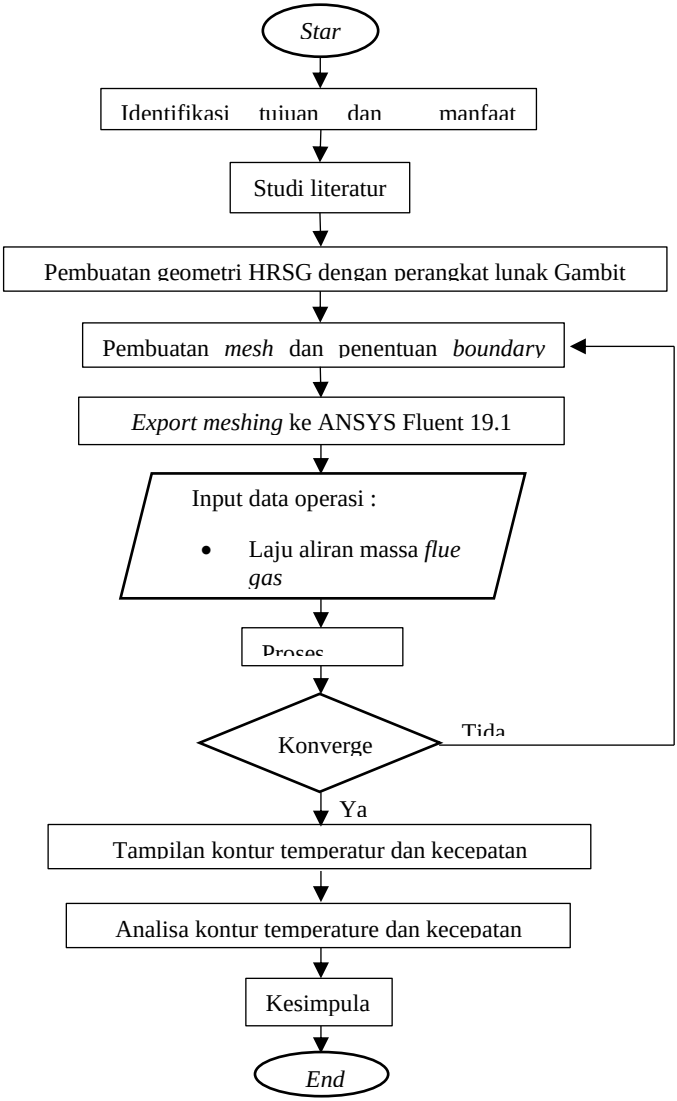
   Pemodelan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Gambit 2.4.6. Simulasi numerik dilakukan dengan perangkat lunak Ansys Fluent 19.1. Dalam tahap ini terdapat tiga proses yaitu : *preprocessing*, *solver*, *post-processing*. Penelitian ini dititikberatkan pada distribusi aliran fluida dan distribusi temperatur *flue gas* di HRSG.

d. Penyusunan Laporan

   Laporan akhir penyusunan penelitian terdiri dari pendahuluan, tinjauan pustaka, metodologi penelitian, analisa dan pembahasan serta kesimpulan dan saran dari penelitian ini.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian ditunjukkan seperti gambar berikut ini :



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian HRSG

3.3 Pemodelan dan Simulasi

Pada penelitian ini akan dilakukan pemodelan dan simulasi numerik pada HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 yang disesuaikan dengan pembebanan yang ada di turbin gas. Hasil simulasi akan divalidasi dengan data operasi yang ada.

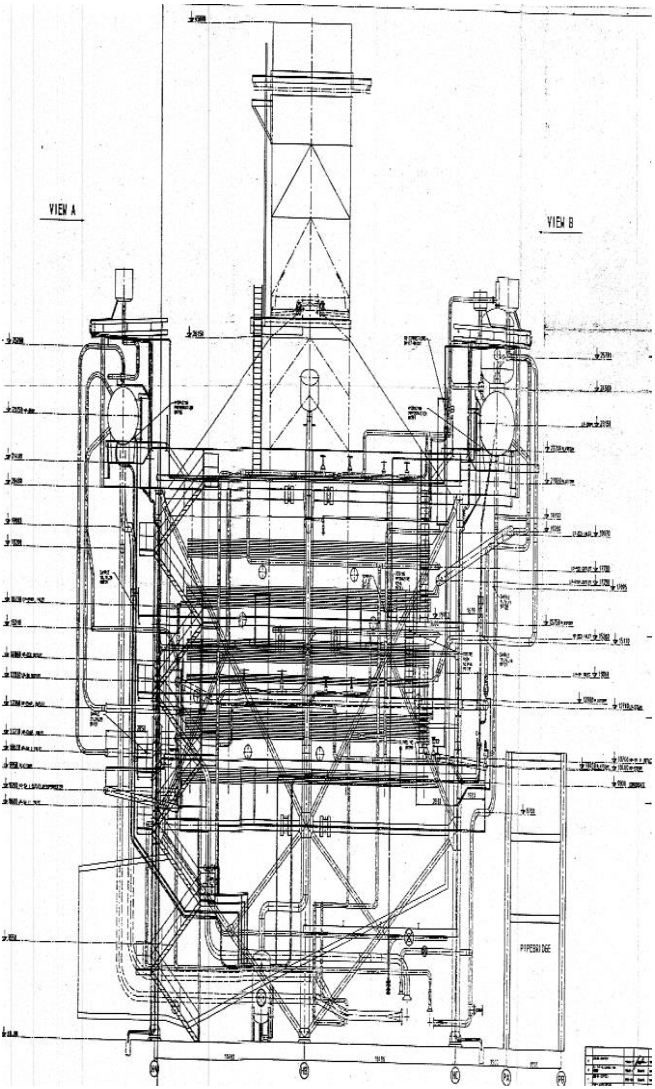
Pada penelitian ini juga dilakukan pemodelan dan simulasi numerik dengan penambahan *turning vane* pada sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone*. Hasil simulasi akan dibandingkan dengan HRSG blok 1 tanpa penambahan *turning vane* pada sisi *curve bend* dan sisi *transition zone*.

3.3.1 Tahap Preprocessing

Tahap awal dari permodelan dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* adalah tahap *pre-processing*. Pada tahap ini akan dibuat geometri, *meshing* dan penentuan *boundary condition* dari *Heat Recovery Steam Generator* PLTGU Muara Karang blok 1.

Foto dari HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat dilihat pada Gambar 3.2 dan gambar teknik dari HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat dilihat pada gambar 3.3 berikut ini:

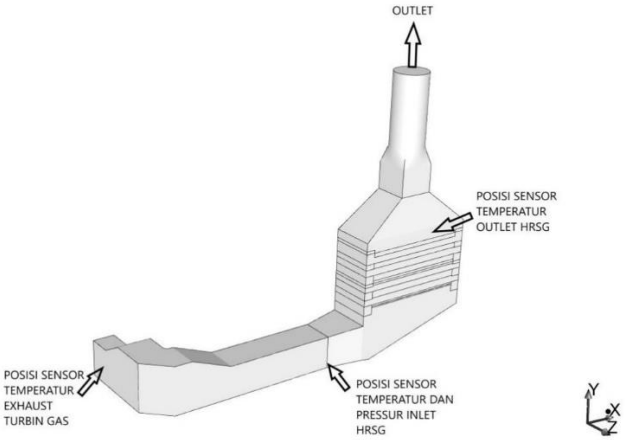
Gambar 3.2 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1



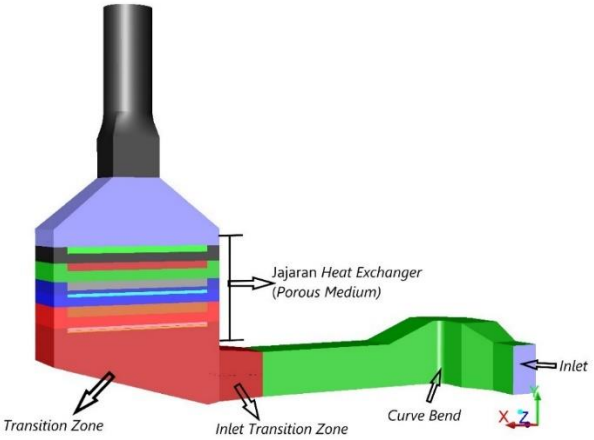
Gambar 3.3 Gambar teknik HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

3.3.2 Domain Pemodelan

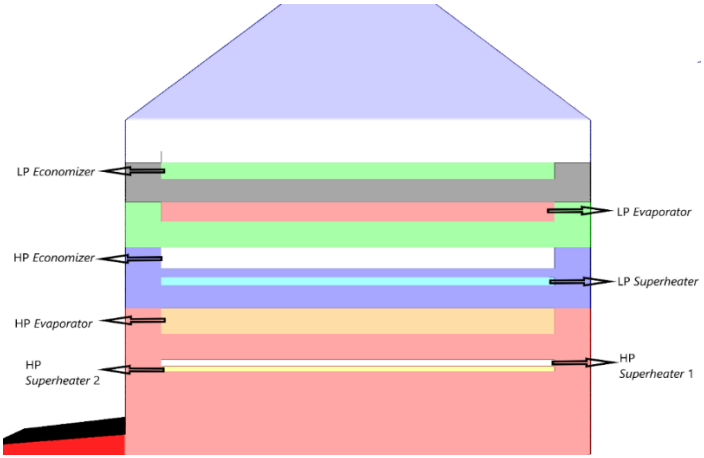
Domain dari pemodelan ini secara garis besar terdiri dari 3 bagian yaitu *inlet* HRSG, *tube banks* (*heat exchanger*) dan *outlet* HRSG. *Inlet* HRSG didefinisikan sebagai *mass flow inlet*. *Outlet* HRSG didefinisikan sebagai *pressure outlet*. *Tube banks* (*heat exchanger*) dimodelkan sebagai *porous medium* untuk memodelkan *pressure drop* dan penyerapan kalor dimodekan dengan *heat exchanger macro model* (*ntu model*, *fix inlet temperature*). Susunan pemodelan dapat dilihat pada Gambar 3.4 (a), (b), dan (c). *Heat exchanger* terdiri atas *high pressure superheater* 2 (HPSH 2), *high pressure superheater* 1 (HPSH 1), *high pressure evaporator* (HP-EVAP), *low pressure superheater* (LPSH), *high pressure economizer* (HP-ECO), *low pressure evaporator* (LP-EVAP), *low pressure economizer* (LP-ECO).



(a)



(b)

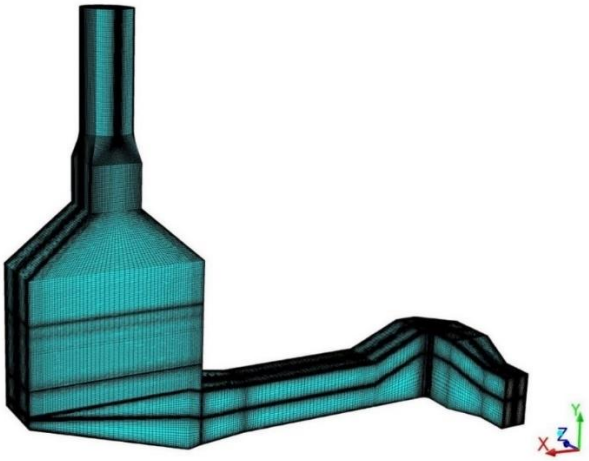


(c)

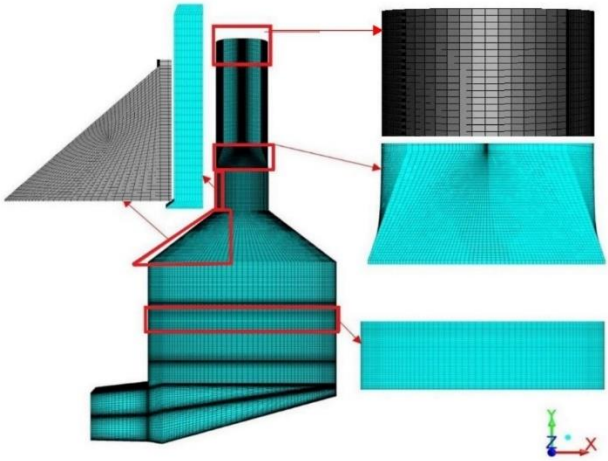
Gambar 3.4 (a) Posisi sensor temperatur dan tekanan di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1, (b) Susunan *ducting* dan HRSG di pemodelan, (c) Detail jajaran *Heat Exchanger* di pemodelan

3.3.3 Meshing

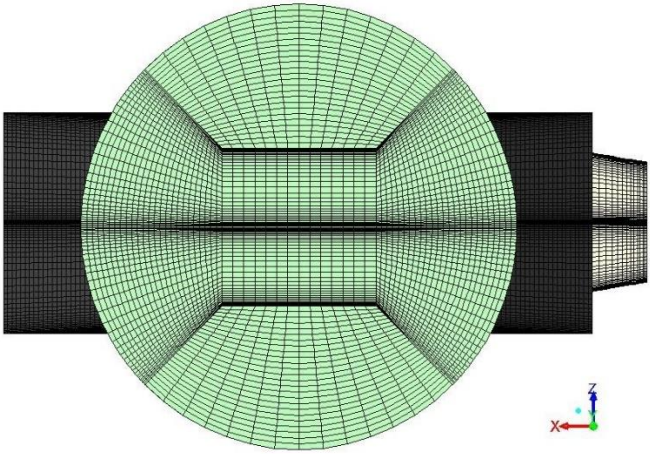
Aliran *flue gas* didalam HRSG dibagi menjadi elemen - elemen (*control volume*) kecil (meshing) untuk dimodelkan dalam fluent. Proses *meshing* menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6. *Meshing* dilakukan bertahap dari garis ke bidang atau *face* dan dari *face* ke volume. *Meshing* volume yang digunakan adalah tipe *hexahedral-map*. Metode *meshing* yang digunakan adalah sistem *grading* dengan distribusi *mesh* yang semakin rapat pada sisi dekat dinding serta rapat pada *turning vane*. *Meshing* HRSG ditampilkan dalam *meshing* keseluruhan, *meshing* badan HRSG, dan *meshing ducting* HRSG. *Meshing* keseluruhan HRSG dapat dilihat pada Gambar 3.5. *Meshing* badan HRSG tampak depan dapat dilihat pada gambar 3.6 dan tampak atas pada gambar 3.7. *Meshing ducting* HRSG tampak belakang dapat dilihat pada gambar 3.8 dan tampak atas pada gambar 3.9.



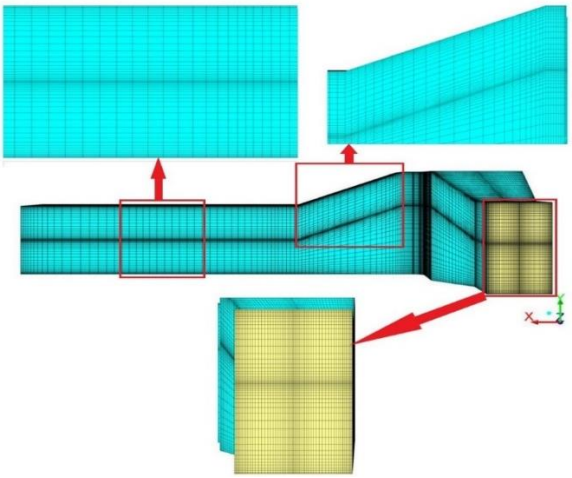
Gambar 3.5 *Meshing* HRSG



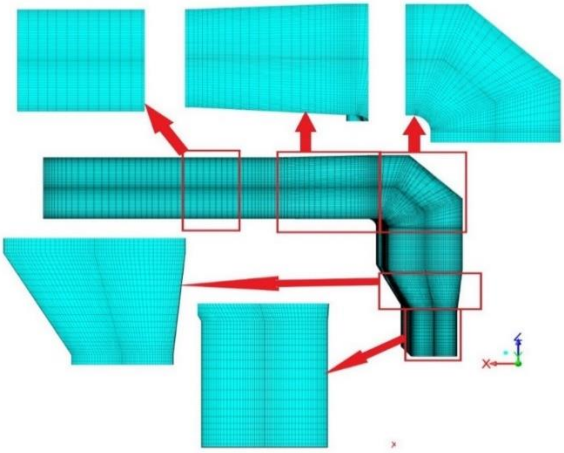
Gambar 3.6 *Meshing* Badan HRSG Tampak Depan (Sumbu Z+)



Gambar 3.7 *Meshing* Badan HRSG Tampak Atas (Sumbu Y+)



Gambar 3.8 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Belakang (Sumbu Z-)



Gambar 3.9 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Bawah (Sumbu Y)

3.3.4 Tahap Processing

Tahap *processing* adalah tahap simulasi dari model yang telah dibuat. Processing dilakukan menggunakan perangkat lunak *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Tahap *processing* terdiri dari beberapa proses sebagai berikut : *model, material, cell zone condition, boundary condition, solution, initialize*.

Rencana model yang akan digunakan dalam *Ansys Fluent* ditampilkan di Tabel 3.1 sebagai berikut :

Tabel 3.1 Pemodelan Numerik pada HRSG Vertikal PLTGU Muara Karang blok 1

Model	Nilai	Keterangan
Energi Equation	On	Penelitian melibatkan perpindahan panas antara *flue gas* dengan air dan *flue gas* dengan uap
Viscous	k-ε standar dengan *Standard Wall Fn*	Untuk aliran *fully* turbulen, sesuai penelitian Hedge, dkk (2007)
Heat Exchanger	On	Data performance heat exchanger di dapat dari kondisi operasi tanggal 29 Agustus 1995

Pada *Cell Zone Condition heat exchanger* dimodelkan sebagai *porous medium*. Hal ini memudahkan dalam proses pembuatan model dan perhitungan. Pada *porous zone* akan didefinisikan *inertial resistance* dan *viscous resistance* dari *heat exchanger* berdasarkan data *heat exchanger* yang ada.

Boundary condition adalah batasan nilai dan kondisi yang diberikan pada domain model agar simulasi yang dijalankan sesuai dengan kondisi aktual di lapangan. *Boundary condition* pada model

yang dibuat antara lain : *inlet* diberikan nilai *mass flow*, *pressure* dan *temperature inlet*. *Heat Exchanger* dimodelkan sebagai *porous medium* dengan *inertial* dan viscous resistance. Sedangkan *outlet* diberi batasan sebagai *pressure outlet*.

Data bahan bakar gas yang mengalir dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Data Bahan Bakar yang Mengalir ke Gas Turbin 1.1 PLTGU Muara Kaarang Blok 1

No	Data Bahan Bakar Gas	Nilai	Satuan
1	Laju energi	1083,042	MMBTU/hr
2	Laju masssa	6,547	kg/s
3	Nilai kalor	1083,13	Btu/SCF
4	Spesific gravity	0,6795	

Sumber : Laporan analisa gas di stasiun pengukuran gas PLN-Muara Karang tanggal 26 Agustus 1995 oleh PT. Pertamina.

Laju aliran udara ke turbin gas terbagi menjadi udara bakar dan udara pendingin sudu turbin (*bucket*), yang mana akhirnya produk pembakaran dan udara pendingin menjadi satu menuju HRSG. Sehingga banyaknya laju aliran udara untuk pembakaran dan udara untuk pendingin sudu turbin dapat dilihat pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Laju Bahan Bakar, Udara dan *Flue Gas*

NO	Item	kg/s
1	Laju Flue gas	389,861
2	Laju Bahan Bakar	6,547
3	Laju udara bakar dan pendingin sudu	383,314

Komposisi *flue gas* yang masuk HRSG dapat dilihat pada Tabel 3.4 berikut ini.

Tabel 3.4 Komposisi *Flue Gas* atau Gas Buang Masuk HRSG

Flue Gas	kmol/s	fraksi mol	kg/s	fraksi massa
CO2	0,384	0,028	16,916	0,044
O2	2,010	0,147	64,307	0,166
N2	10,249	0,748	286,975	0,741
H2O	1,066	0,078	19,186	0,050

Kapasitas kalor spesifik untuk komposisi *flue gas* dapat dilihat pada Tabel 3.5

Tabel 3.5 Kapasitas Kalor Spesifik (Cp) Masing-Masing Gas

No	Gas	Cp (kJ/kgK) pada Temperatur (K)					Sumber
		373,15	380	450	650	850	
1	CO2	0,920	0,926	0,978	1,102	1,187	Incropera, dkk, 2007
2	O2	0,935	0,937	0,956	1,017	1,064	Incropera, dkk, 2007
3	N2	1,043	1,044	1,049	1,086	1,133	Incropera, dkk, 2007
4	H2O	2,076	2,060	1,980	2,056	2,186	Incropera, dkk, 2007

Dengan komposisi *flue gas* yang terdapat pada Tabel 3.4 dan kapasitas kalor spesifik masing masing gas yang terdapat pada table 3.5 maka dapat disusun persamaan kapasitas kalor spesifik Cp terhadap temperatur *flue gas* berdasarkan Persamaan 2.2 dan 2.3 sebagai berikut ini.

$$C_p = -0{,}000000831024{T_g}^3 + 0{,}001704426701{T_g}^2 - 0{,}884606652862T_g + 1206{,}18580552908 \quad (3.1)$$

Dengan :

T_g : Temperatur *flue gas*

Massa jenis *flue gas* dapat disusun dari massa jenis masing-masing komponen *flue gas* berdasarkan fraksi volume. Massa jenis komponen *flue gas* dapat didekati dengan gas ideal.

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} \quad (3.2)$$

Dengan :

p : tekanan statik flue gas (Pascal)

n : mol gas

$\bar{R}$: tetapan gas ideal (8314 J/kmolK)

T : temperatur fluida gas (K)

V : volume gas (m^3)

Tekanan *flue gas* masuk HRSG sebesar 167,53 mBar. Berdasarkan Persamaan 3.2 dan Tabel 3.5 maka dapat dihitung volume masing-masing komponen gas buang yang terdapat pada Tabel 3.6 berikut ini:

Tabel 3.6 Volume Masing-Masing Gas di Gas Buang

Gas	massa	volume (m3/hr) pada Temperatur (K)				
	kg/hr	373,15	380	450	650	850
CO2	16,916	10,101	10,286	12,181	17,595	23,009
O2	64,307	52,800	53,769	63,674	91,973	120,273
N2	286,975	269,284	274,227	324,743	469,073	613,403
H2O	19,186	28,005	28,519	33,773	48,783	63,793
Total	387,384	360,190	366,802	434,371	627,424	820,478

Persamaan massa jenis *flue gas* terhadap temperatur adalah sebagai berikut :

$$\rho = -0{,}000000003706T_g{}^3 + 0{,}000008969576T_g{}^2 - 0{,}00792637229T + 3{,}025611703713 \quad (3.3)$$

Viskositas dinamik (μ) *flue gas* bergantung pada gas-gas penyusun *flue gas*. Viskositas dinamik masing-masing komponen *flue gas* dapat dilihat pada Tabel 3.7.

Tabel 3.7 Viskositas Dinamik Masing-Masing Gas

Gas	Viskositas (kg/m-s) (10^{-6}) pada temperatur (K)					Sumber
	373,15	380	450	650	850	
CO2	17,826	18,1	21	28,8	35,3	Incropera, dkk, 2007
O2	24,494	24,832	28,14	36,225	43,12	Incropera, dkk, 2007
N2	20,945	21,224	23,96	30,59	36,22	Incropera, dkk, 2007
H2O	12,46	12,71	15,25	22,47	29,69	Incropera, dkk, 2007

Berdasarkan Tabel 3.7 dan fraksi massa, maka persamaan untuk viskositas dinamik *flue gas* (μ) dapat ditulis sebagai berikut :

$$\mu = 0{,}00000000000001{56T_g}^3 - 0{,}0000000000435531T_g^2 + 0{,}0000006832204{66T_g} + 0{,}0000007322303275$$

(3.4)

Konduktivitas (k) *flue gas* bergantung pada gas-gas penyusun *flue gas*. Konduktivitas masing-masing komponen *flue gas* dapat dilihat pada Tabel 3.8.

Tabel 3.8 Konduktivitas Masing-Masing Gas

Gas	Konduktivitas (W/mK) pada Temperatur (K)					Sumber
	373,15	380	450	650	850	
CO2	0,02222	0,02275	0,0283	0,0445	0,0585	Incropera, dkk, 2007
O2	0,03117	0,03164	0,0363	0,05005	0,0619	Incropera, dkk, 2007
N2	0,03087	0,03134	0,0358	0,04725	0,05725	Incropera, dkk, 2007
H2O	0,02704	0,0246	0,0299	0,0464	0,0637	Incropera, dkk, 2007

Berdasarkan Tabel 3.8 dan fraksi massa, maka persamaan untuk konduktivitas *flue gas* (k) dapat ditulis sebagai berikut :

$$k = -0{,}000000018799T^2 + 0{,}000081717917T + 0{,}002411316026 \quad (3.5)$$

Untuk menghitung porositas, maka diperlukan data-data desain dari sebuah HRSG. Panjang HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 adalah 16,2 m dan lebar 7,05 m. Data spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat dilihat pada Tabel 3.9 berikut ini.

Tabel 3.9 Spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang Blok 1

a. Spesifikasi tube

NO	HE	Tube					
		Jumlah	Tebal	Diameter	material	Baris	kolom
			mm	mm			
1	HP SH2	261	4,0	31,8	10CrMo910	3	87
2	HP SH1	348	3,2	31,8	13CrMo44	4	87
3	HP Evap	1392	3,2	31,8	St35,8/III	16	87
4	LP SH	564	2,6	38	St35,8/I	6	94
5	HP Eco	1222	3,2	31,8	St35,8/III	13	94
6	LP Evap	1128	2,6	31,8	St35,8/I	12	94
7	LP eco	940	2,6	31,8	St35,8/I	10	94

b. Spesifikasi fin

No	HE	Fin			S_L	S_T
		Jarak antara	Diameter	tebal		
		mm	mm	mm	mm	mm
1	HP SH2	4,8	61,7	1,3	70	80
2	HP SH1	4,8	61,7	1,3	70	80
3	HP Evap	4,9	62,9	0,7	70	80
4	LP SH	-	38	-	60	74
5	HP Eco	4,1	61	2,3	71	74

6	LP Evap	3,9	60	1,3	70	74
7	LP eco	3,9	58,6	1,2	71	74

Sumber : Operation and Maintenance Instruction for Muara Karang Combined Cycled Power Plant, HRSG Operating and Commisioning Manual II, 31 Oktober 1995

Berdasarkan Persamaan 2.17, maka porositas dari setiap *heat exchanger* di HRSG dapat dihitung dan ditabelkan pada Tabel 3.10

Tabel 3.10 Prosentase Penyerapan Kalor dan *porosity* pada *Heat Exchanger* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1

No	*Heat Exchanger*	Jumlah tube	Diame-ter Tube (mm)	Tebal tube (mm)	Penyerap-an kalor(%)	*Porosity*
1	HP Superheater 2	261	31,8	4,0	3,22	0,745
2	HP Superheater 1	348	31,8	3,2	14,36	0,748
3	HP Evaporator	1392	31,8	3,2	35,30	0,801
4	LP Superheater	564	38,0	2,6	2,10	0,732
5	HP Economiser	1222	31,8	3,2	16,51	0,623
6	LP Evaporator	1128	31,8	2,6	13,68	0,716
7	LP Economiser	940	31,8	2,6	14,83	0,736

Data aliran sisi uap di HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang PLTGU blok 1 tanggal 29 Agustus 1995 saat produksi turbin gas 103,3 MW dapat dilihat pada Tabel 3.11 berikut ini.

Tabel 3.11 Data Operasi HRSG 1.1 Sisi Uap tanggal 29 Agustus 1995

HE	Laju massa	Masuk			Keluar		
	kg/s	P bar	T (°C)	T (K)	P bar	T (°C)	T (K)
HP SH2	47,206	85,7	473	746,15	85,7	524,3	797,45
HP SH1	47,206	89,8	304,1	577,25	85,7	473	746,15
HP evap	47,206	89,8	295	568,15	89,8	304,1	577,25
LP SH	12,308	5,52	162,2	435,35	5,52	313	586,15
HP eco	47,206	119,24	152	425,15	89,8	295	568,15
LP Evap	12,308	5,52	152	425,15	5,52	162,2	435,35
LP Eco	59,514	25,4	39	312,15	5,52	152	425,15

Sumber : Data *reliability run* HSRG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 tanggal 29 Agustus 1995

Penyerapan energi setiap *heat exchanger* dan prosentase penyerapan energi setiap *heat exhcanger* terhadap penyerapan energi total di *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.12

Tabel 3.12 Penyerapan Kalor di Setiap HE HRSG 1.1

	Entalphy kJ/kgK		Laju massa	Q (Kalor)	
HE	In	out	kg/s	kW	% Penyerapan
HP SH2	3321	3451	47,206	6136,722	3,22
HP SH1	2741	3321	47,206	27379,222	14,36
HP evap	1315	2741	47,206	67315,122	35,30
LP SH	2761	3087	12,308	4012,517	2,10
HP eco	647,9	1315	47,206	31490,826	16,51
LP Evap	640,9	2761	12,308	26094,898	13,68
LP Eco	165,7	640,9	59,514	28281,000	14,83
Total			272,953	190710,307	100,00

Berdasarkan data penyerapran kalor pada Tabel 3.12, dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui temperatur *flue gas* yang melewati rangkaian *heat exchanger* yang digunakan untuk melengkapi *set-up* simulasi pada *ungrouped macro heat exchanger model*. Data ditampilkan pada tabel 3.13

Tabel 3.13 Temperatur *Flue Gas* yang Melewati Jajaran *Heat Exchanger*

HE	Q HE tot	flue gas	Cp	T. f. gas in	T.f. gas out
	kW	kg/s	kJ/kg. K	K	K
HP SH2	6136,72	389,861	1,166	814,5	800,9
HP SH1	27379,22	389,861	1,156	800,9	740,2
HP Evap	67315,12	389,861	1,127	740,2	587,1
LP SH	4012,52	389,861	1,106	587,1	577,8
HP Eco	31490,83	389,861	1,096	577,8	504,0
LP Evap	26094,90	389,861	1,082	504,0	442,2
LP Eco	28281,00	389,861	1,073	442,2	374,6

Faktor *permeability* dan faktor *resistance* pada *set-up* pemodelan di *porous medium* didapatkan melalui perhitungan yang memperlukan beberapa data kecepatan terhadap *pressure drop* (Δp) di *heat exchanger*. *Pressure drop* merupakan hasil perhitungan. Untuk menghitung *pressure drop* di setiap *heat exchanger* maka digunakan data dari Tabel 3.10 dan Tabel 3.13. Persamaan yang digunakan untuk perhitungan *pressure drop* adalah Persamaan 2.6 dan persamaan 2.10. Persamaan 2.6 digunakan untuk menghitung *pressure drop* di *lowpressure superheater* dikarenakan tidak terdapat *fin*, sedangkan *heat exchanger* yang lain menggunakan Persamaan 2.10 dikarenakan

terdapat fin. Hasil perhitungan untuk tanggal 29 agustus 1995 ditampilkan pada Tabel 3.14

Tabel 3.14 *Pressure drop flue gas* di setiap *heat exchanger* tanggal 29 Agustus 1995

HE	T gas in	V	V maks	d*	Reynold	Cz	de	Δp
	K	m/s	m/s	mm	d*		mm	Pa
HP SH2	814,45	6,59	10,95	45,37	7156,47	1,429	11,09	119,08
HP SH1	800,94	6,48	10,75	45,37	7234,04	1,332	11,09	144,98
HP Evap	740,19	5,99	9,94	46,53	7806,02	1,084	11,91	422,27
LP SH	586,98	4,78	9,83	38,00	9199,15	1,224		77,59
HP Eco	577,65	4,70	8,25	44,86	9366,06	1,103	6,36	349,25
LP Evap	503,88	4,09	7,17	43,92	10073,88	1,112	7,97	257,53
LP Eco	441,96	3,58	6,27	42,51	10706,96	1,134	8,63	182,31
Total								1553,01

Beberapa data tambahan yang digunakan untuk menghitung *pressure drop* pada kecepatan yang berbeda untuk setiap *heat exchanger* ditampilkan pada Tabel 3.15.

Tabel 3.15 Data *Flue Gas* dan Udara Luar di HRSG 1.1 pada Berbagai Beban Turbin Gas

No	Data Flue Gas dan Udara	Data				Satuan
		04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18	
		10.00 WIB	11.30 WIB	17.00 WIB	19.00 WIB	
1	Produksi gas turbin	79,25	79,87	79,7	96,77	MW
2	T. *flue gas out* turbin gas	549,13	554,74	554,51	554,97	^{o}C
3	T. *flue gas in* HRSG	534,53	543,17	544	544,65	^{o}C
4	P. *flue gas in* HRSG	226,8	223,9	222,95	286,35	mBar
5	T. *flue gas* keluar HRSG	144,14	147,42	146,77	150,61	^{o}C
6	*Flowrate flue gas*	1448,57	1505,26	1505,26	1610,6	ton/hr
7	T.udara luar	31,39	31,42	31,41	31,42	^{o}C
8	RH udara	62	62	62	62	%

Sumber : DCS PLTGU Muara Karang blok 1

Pressure drop *flue gas* yang melewati *heat exchanger* di HRSG dapat dilihat pada Tabel 3.16.

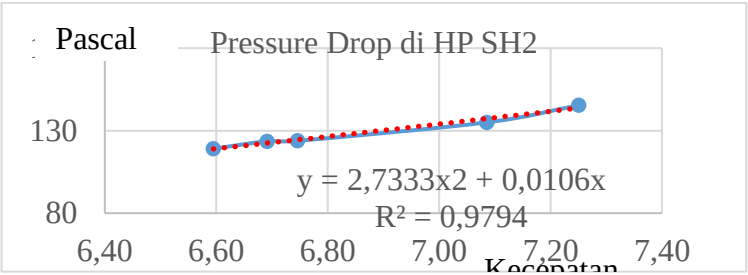
Tabel 3.16 *Pressure Drop Flue Gas* Melewati *Heat Exchanger*

HE	*Pressure Drop* (Pascal)				
	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
	22.41 WIB	10.00 WIB	11.30 WIB	17.00 WIB	19.00 WIB
HP SH2	119,08	123,59	135,05	123,85	145,42
HP SH1	144,98	151,27	164,96	150,99	177,75
HP Evap	422,27	450,68	490,63	449,08	528,92
LP SH	77,59	86,49	95,10	86,22	103,82
HP Eco	349,25	387,79	423,45	388,75	457,47
LP Evap	257,53	298,58	325,13	299,25	354,09
LP Eco	182,31	211,59	231,46	212,37	253,56
Total	1553,01	1709,99	1865,78	1710,50	2021,03

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP SH2, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan yang terdapat pada Tabel 3.17.

Tabel 3.17 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP SH2

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	6,59	6,69	6,75	7,09	7,25
2	Δp	Pa	119,08	123,59	123,85	135,05	145,42



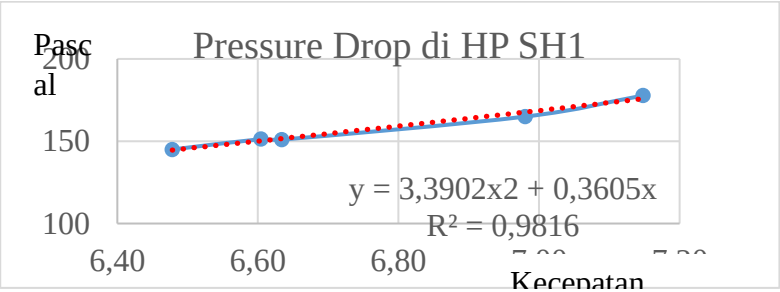
Gambar 3.10 Grafik *pressure drop* di HP SH2 terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 2,733x^2 + 0,0106x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk HP SH2 yang ditampilkan pada Tabel 3.24.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP SH1, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.18.

Tabel 3.18 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP SH1

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	6,48	6,60	6,63	6,98	7,15
2	Δp	Pa	144,98	151,27	150,99	164,96	177,75



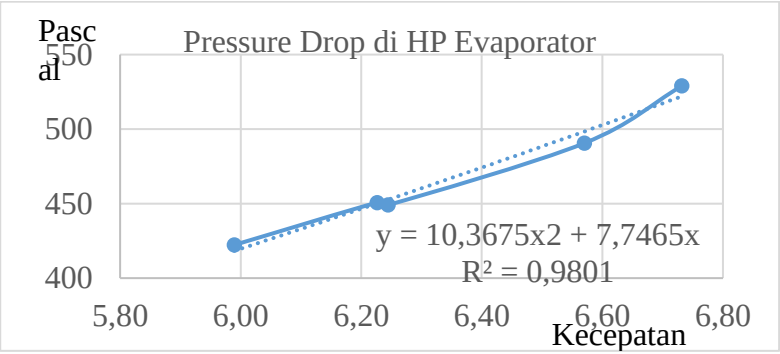
Gambar 3.11 Grafik *pressure drop* di HP SH1 terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 3,3902x^2 + 0,3605x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk HP SH1 yang terdapat pada Tabel 3.24

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP *Evaporator*, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.19.

Tabel 3.19 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP *Evaporator*

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95 22.41 WIB	04-Jan-18 10.00 WIB	05-Jan-18 17.00 WIB	05-Jan-18 11.30 WIB	12-Jan-18 19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	5,99	6,23	6,24	6,57	6,73
2	Δp	Pa	422,27	450,68	449,08	490,63	528,92



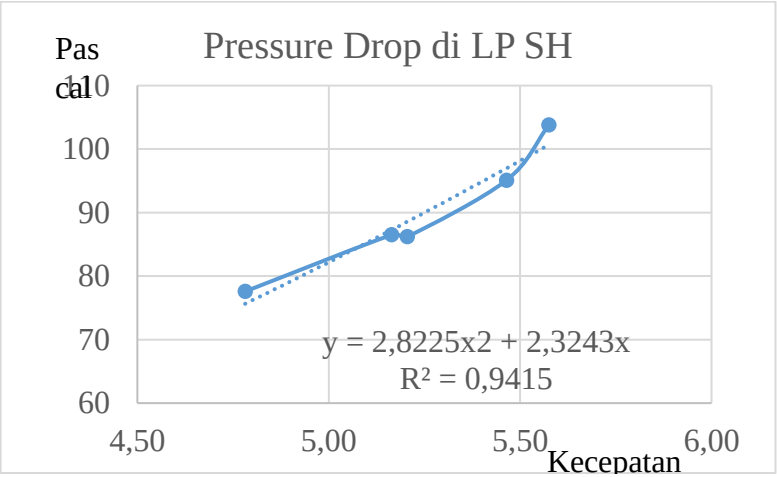
Gambar 3.12 Grafik *pressure drop* di HP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 10,3675x^2 + 7,7465x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor *resistance* C_2 untuk HP *Evaporator* yang terdapat pada Tabel 3.24

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP SH, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.20.

Tabel 3.20 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP SH

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	4,78	5,16	5,21	5,46	5,58
2	Δp	Pa	77,59	86,49	86,22	95,10	103,82



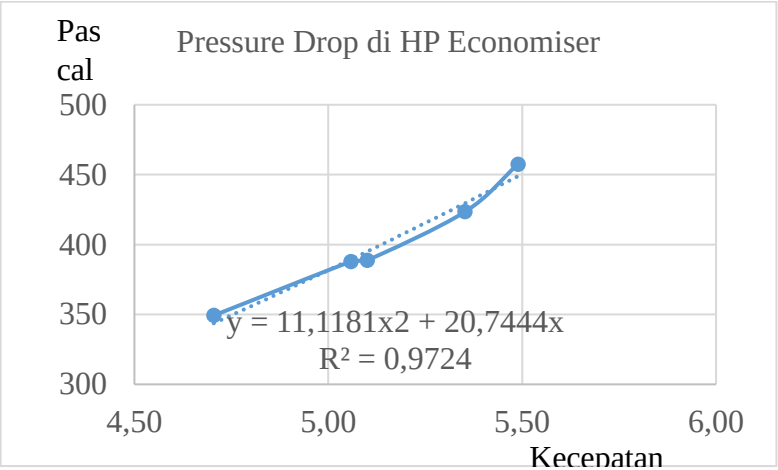
Gambar 3.13 Grafik *pressure drop* di LP SH terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 2,8225x^2 + 2,3243x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP SH yang terdapat pada Tabel 3.24

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP *Economizer*, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.21.

Tabel 3.21 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di HP *Economizer*

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95 22.41 WIB	04-Jan-18 10.00 WIB	05-Jan-18 17.00 WIB	05-Jan-18 11.30 WIB	12-Jan-18 19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	4,70	5,06	5,10	5,35	5,49
2	Δp	Pa	349,25	387,79	388,75	423,45	457,47



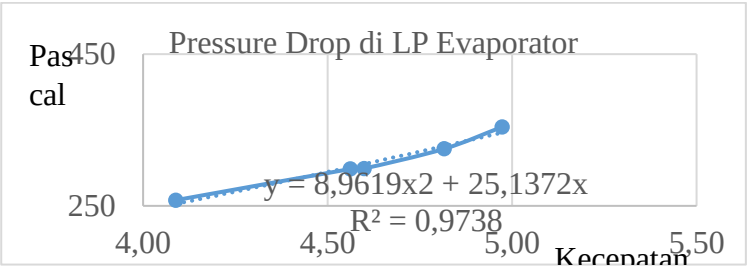
Gambar 3.14 Grafik *pressure drop* di HP *Economiser* terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 11,1181x^2 + 20,7444x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP SH yang terdapat pada Tabel 3.24

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP *Evaporator*, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.22

Tabel 3.22 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP *Evaporator*

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95 22.41 WIB	04-Jan-18 10.00 WIB	05-Jan-18 17.00 WIB	05-Jan-18 11.30 WIB	12-Jan-18 19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	4,09	4,56	4,60	4,82	4,97
2	Δp	Pa	257,53	298,58	299,25	325,13	354,09



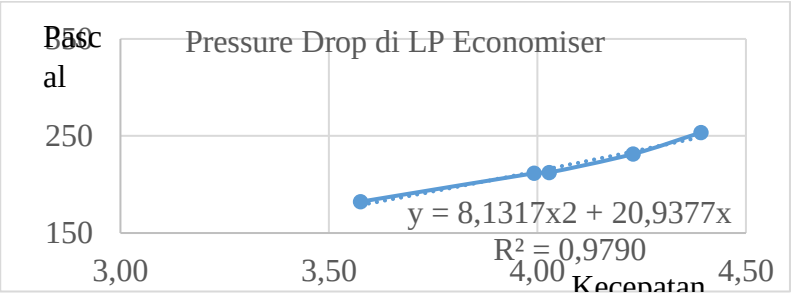
Gambar 3.15 Grafik *pressure drop* di LP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan y = 8,9619x^2 + 25,1372x dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP *Evaporator* yang terdapat pada Tabel 3.24

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP *Economizer*, maka perlu disusun *pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.23.

Tabel 3.23 *Pressure Drop* Terhadap Kecepatan *Flue Gas* di LP *Economizer*

NO	*Properties*	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	*Velocity*	m/s	3,58	3,99	4,03	4,23	4,39
2	Δp	Pa	182,31	211,59	212,37	231,46	253,56



Gambar 3.16 Grafik *pressure drop* di LP *Economiser* terhadap kecepatan *flue gas*

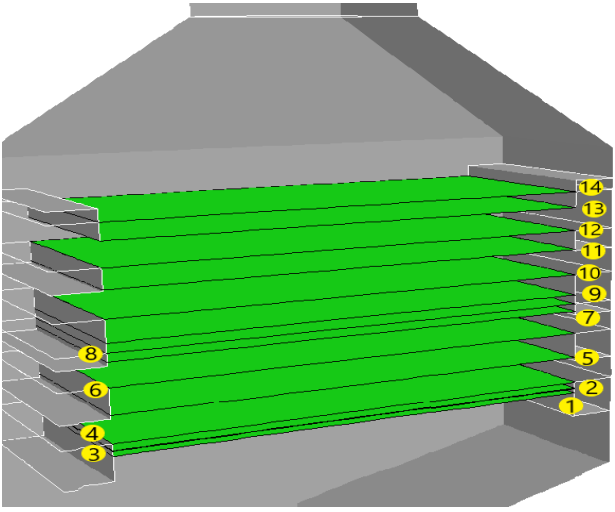
Dari persamaan $y = 8{,}1317x^2 + 20{,}9377x$ dan Persamaan 2.14 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP *Economiser* yang terdapat pada Tabel 3.24

Tabel 3.24 Faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2

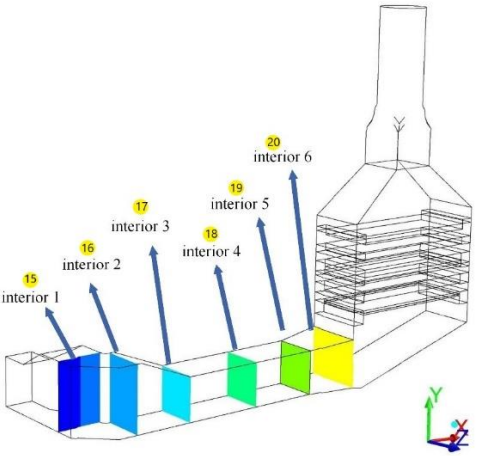
HE	Faktor *permeability* (α)	Faktor inersia *resistance* ($C_{2)}$
	m^2	1/m
HP SH2	1463,27	52,36
HP SH1	37344,13	47,36
HP Evap	206131,42	32,69
LP SH	237249,10	23,39
HP Eco	792431,53	33,57
LP Evap	963252,97	25,87
LP Eco	1262814,42	24,42

3.3.5 Tahap Post Processing

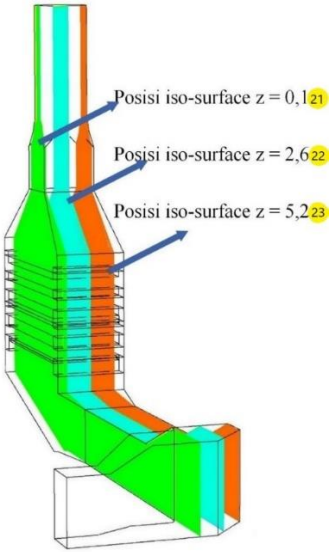
Tahap *post processing* menampilkan data hasil simulasi untuk dianalisa sesuai dengan tujuan penelitian. Hasil simulasi disajikan berupa data kuantitatif dan data kualitatif. Data kuantitatif berupa *pressure drop* aliran *flue gas* melewati *heat exchanger*, temperatur *flue gas*, dan penyerapan energi sedangkan data kualitatif berupa tampilan kontur kecepatan, kontur temperatur, dan kontur tekanan. Setiap posisi pengambilan data memiliki keterangan mengenai jenis data yang akan diinterprestasikan. Posisi pengambilan data ditunjukkan pada gambar 3.17, 3.18, 3.19. Keterangan mengenai jenis data yang akan diinterprestasikan dapat dilihat pada tabel 3.25



Gambar 3.17 Posisi Pengambilan Data pada HRSG



Gambar 3.18 Posisi Pengambilan Data pada *Ducting*



Gambar 3.19 Posisi Pengambilan Data pada Penampang Vertikal

Tabel 3.25 Posisi dan Jenis Data

No	Posisi	Jenis Data
1	*Inlet* HP SH *2*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
2	*Outlet* HP SH *2*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
3	*Inlet* HP SH *1*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
4	*Outlet* HP SH *1*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
5	*Inlet* HP *Evap*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
6	*Outlet* HP *Evap*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
7	*Inlet* LP SH	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
8	*Outlet* LP SH	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
9	*Inlet* HP *Eco*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
10	*Outlet* HP *Eco*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan

No	Posisi	Jenis Data
11	*Inlet* LP *Evap*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
12	*Outlet* LP *Evap*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
13	*Inlet* LP *Eco*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
14	*Outlet* LP *Eco*	Tekanan Statis, Temperatur Statis, Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
15	*Interior* 1	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
16	*Interior* 2	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
17	*Interior* 3	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
18	*Interior* 4	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
19	*Interior* 5	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
20	*Interior* 6	Kontur Kecepatan, Kontur Temperatur, Kontur Tekanan
21	*Iso-Surface Z* = 0.1	Kontur Temperatur
22	*Iso-Surface Z* = 2.6	Kontur Temperatur
23	*Iso-Surface Z* = 5.2	Kontur Temperatur

3.3.6 Rancangan Simulasi Numerik

Rancangan simulasi yang akan digunakan pada penelitian secara umum dapat dilihat pada Tabel 3.26 dan penambahan *turning vane* dapat dilihat pada Tabel 3.27.

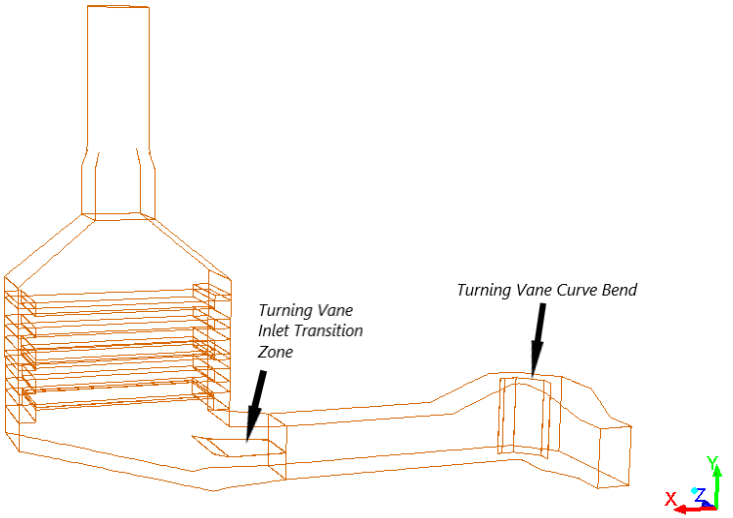
Tabel 3.26 Parameter input pada rancangan simulasi

Nilai	Parameter	*Input*
Konstan	Aliran *flue gas* (sesuai beban operasi)	*Mass Flow* *Temperature inlet* *Pressure inlet* *Heat rejection* di *heat exchanger*
Variasi	*Turning Vane*	Variasi sudut *a turning vane* pada sisi *inlet transition zone* Penambahan *turning vane* pada sisi *curve bend*

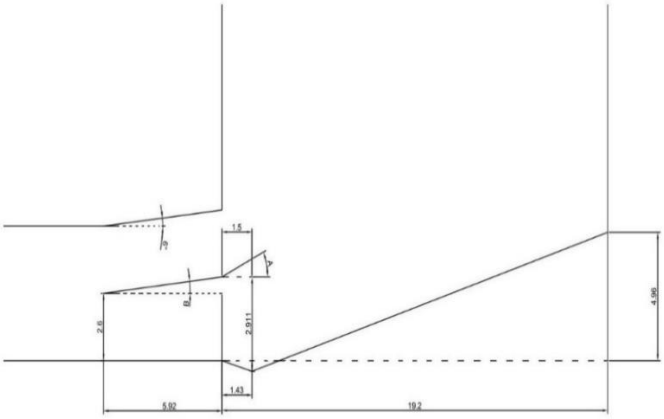
Tabel 3.27 Variasi *turning vane* untuk simulasi

No	*Turning Vane* di *curve bend* (buah)	*Turning Vane* di *inlet transition zone* (buah)	Sudut a *turning vane* di *inlet transition zone* (°)	Sudut b *turning vane* di *inlet transition zone* (°)	Keterangan
1	0	0	0	0	Model Eksisting

No	*Turning Vane* di *curve bend* (buah)	*Turning Vane* di *inlet transition zone* (buah)	Sudut a *turning vane* di *inlet transition zone* (°)	Sudut b *turning vane* di *inlet transition zone* (°)	Keterangan
2	1	1	15	3	Penambahan satu *turning vane* pada sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* (Modifikasi 1)
3	1	1	20	3	Penambahan satu *turning vane* pada sisi *curve bend* dan perubahan sudut a *turning vane* sisi *inlet transition zone* (Modifikasi 2)
4	1	1	25	3	Penambahan satu *turning vane* pada sisi *curve bend* dan perubahan sudut a *turning vane* sisi *inlet transition zone* (Modifikasi 3)



Gambar 3.20 Posisi *turning vane* pada sisi *curve bend* dan *inlet transition zone* di HRSG



Gambar 3.21 Sudut a dan b *turning vane* sisi *inlet transition zone*

3.4 Alokasi Waktu Penelitian

Jadwal pelaksanaan penelitian direncanakan seperti pada Tabel 3.28 berikut ini:

Tabel 3.28 Alokasi waktu penelitian

Nomor	Kegiatan	Waktu (Bulan)																									
		I				II				III				IV				V				VI				VII			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Studi Pustaka dan Literatur																												
2	Pembuatan model dengan Gambit																												
3	Penentuan kondisi batas																												
4	Input data dan simulasi																												
5	Validasi																												
6	*Grid independency test*																												
7	Iterasi dan *post processing* data																												
8	Penulisan laporan																												
9	Sidang proposal tesis																												
10	Sidang tesis																												

BAB IV
PEMBAHASAN

Pada bab IV ditampilkan hasil *Grid Indepedency Test*, validasi terhadap kondisi aktual dan analisis hasil simulasi *Computational Fluid Dynamics*. *Grid Indepedency Test* adalah perhitungan *error* dari kestabilan suatu nilai hasil dari simulasi yang dilakukan dengan beberapa variasi jumlah mesh. Validasi adalah perhitungan *error* atau perbedaan nilai antara hasil simulasi dengan nilai aktual yang ada di lapangan. Analisis hasil simulasi *Computational Fluid Dynamics* yang dilakukan untuk melihat pengaruh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan variasi sudut *vane* pada *turning vane* sisi *inlet transition zone* melalui analisis data kualitatif maupun kuantitatif yang dihasilkan.

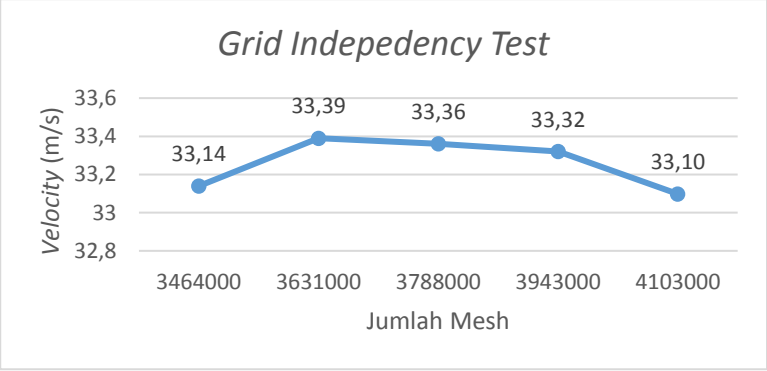
4.1 Grid Independency Test

Grid Indepedency Test adalah suatu prosedur dari perbaikan bertahap dari *mesh* yang lebih *coarse* hingga nilai suatu parameter tertentu tidak berubah. *Grid indepency test* dilakukan dengan 5 variasi jumlah *mesh* yaitu 3464000, 3631000, 3788000, 3943000, 4103000.

Hasil *grid independency test* dapat dilihat pada Tabel 4.1 dan Gambar 4.1. Dari *grid indepency test*, didapat bahwa model dengan jumlah *mesh* 3788000 sudah cukup untuk dapat digunakan sebagai model dengan nilai *error* yang dimiliki senilai 0.08985%

Tabel 4.1 Hasil Simulasi dengan Jumlah *Mesh* yang Berbeda

Nomer	Jumlah Mesh	Y+		Maximum Velocity pada 1,781 Dh Setelah *Outlet Contraction*	Error (%)
		Maximum	Facet Average		
1	3464000	2198,59	267,49	33,14	-
2	3631000	2017,27	253,14	33,39	0,75438
3	3788000	1978,67	244,19	33,36	0,08985
4	3943000	1959,29	235,50	33,32	0,1199
5	4103000	1958	226,46	33,10	0,66627



Gambar 4.1 Grafik *Facet Maximum Velocity* pada 1,781 Dh Setelah *Outlet Contraction* dengan Variasi Jumlah *Mesh*

4.2 Validasi

Simulasi sesuai kondisi aktual dilakukan terlebih dahulu untuk mendapatkan sistem pemodelan yang benar. Simulasi dilakukan dengan model variasi penelitian nomer 1 yaitu *Heat Recovery Steam Generator* 1.1 PLTGU Muara Karang tanpa penambahan *turning vane*. Proses validasi dilakukan dengan membandingkan temperatur *outlet* LP *economizer* hasil simulasi dengan temperatur *flue gas* keluar HRSG.

Proses iterasi dilakukan hingga nilai residual *continuity* sebesar 4,1977e-05. Perbandingan temperatur *outlet* LP *economizer* hasil simulasi dengan temperatur *flue gas* keluar HRSG yang didapatkan dari data *realibility run* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 tanggal 29 Agustus 1995 tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.2.

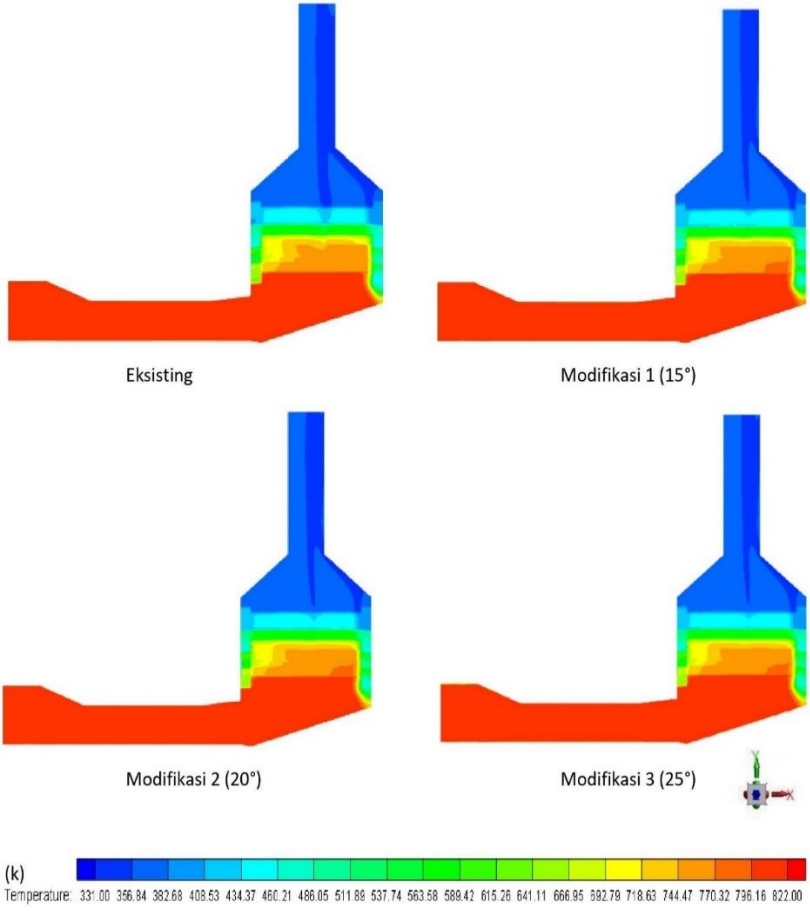
Tabel 4.2 Perbandingan temperatur *flue gas* keluar HRSG

Mesh	Temperatur *flue gas* pada *outlet* LP *Economizer*			*Error* (%)
	Simulasi	Aktual	Satuan	
3788036	369,90	377,65	Kelvin	2,05

Dari Tabel 4.2 dapat dihitung bahwa *error* 2,05 %. Karena *error* kurang dari 5 %, maka proses simulasi tersebut dapat digunakans untuk simulasi variasi penelitian nomer 2, 3, dan 4.

4.3 Data Kualitatif Distribusi Temperatur

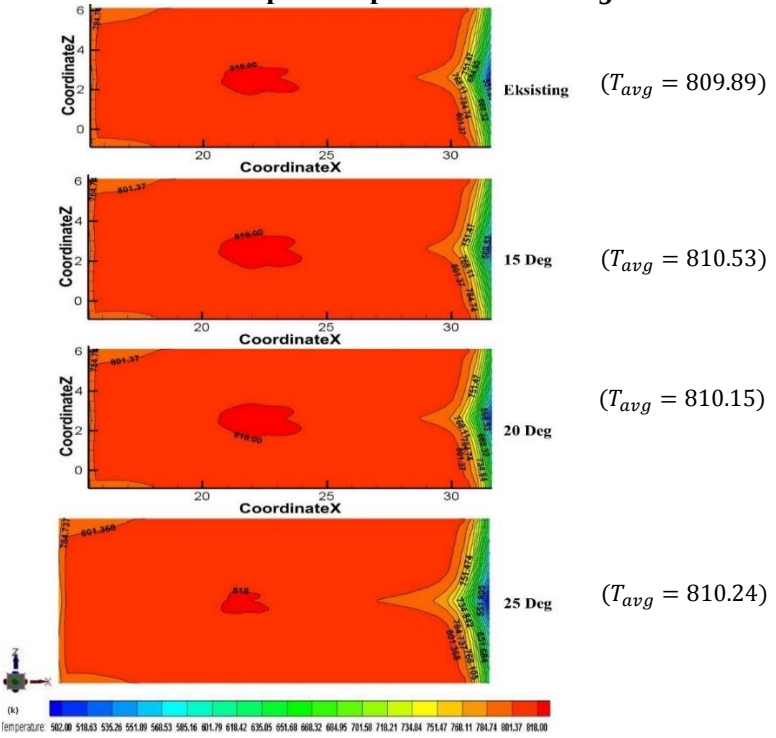
4.3.1 Distribusi Temperatur Posisi Penampang Vertikal



Gambar 4.2 Distribusi Temperatur Penampang Vertikal pada Z = 2,6

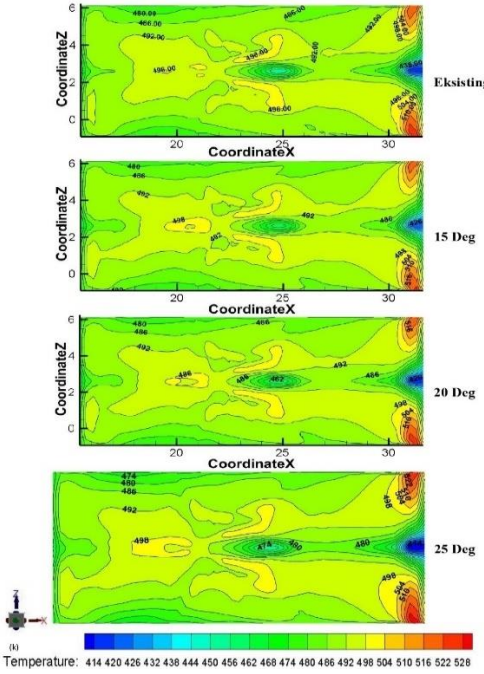
Berdasarkan pengambilan data pada penampang vertikal Z = 2.6 yang terdapat pada Gambar 4.2 didapatkan bahwa penambahan 1 *turning vane* di sisi *curve Bend* dan 1 pada sisi *inlet transition zone* pada model eksisting mampu menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata, terlihat dengan warna oranye yang lebih merata pada pengambilan data penampang vertikal Z = 2,6. Pada lampiran A dan B ditampilkan hasil pengambilan data tempertatur di penampang vertikal Z = 0,1 serta Z = 5,1.

4.3.2 Distribusi Temperatur pada *Heat Exchanger*



Gambar 4.3 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet Superheater* 2

Berdasarkan Gambar 4.3 pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *inlet* HP *superheater* 2, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15° di sisi *inlet transition zone*) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 2 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 20° di sisi *inlet transition zone*), dan modifikasi 3 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 25° di sisi *inlet transition zone*). Hal tersebut menyebabkan daerah serapan kalor di *inlet* HP *superheater* 2 pada modifikasi 1 lebih tinggi.



$(T_{avg} = 487.00)$

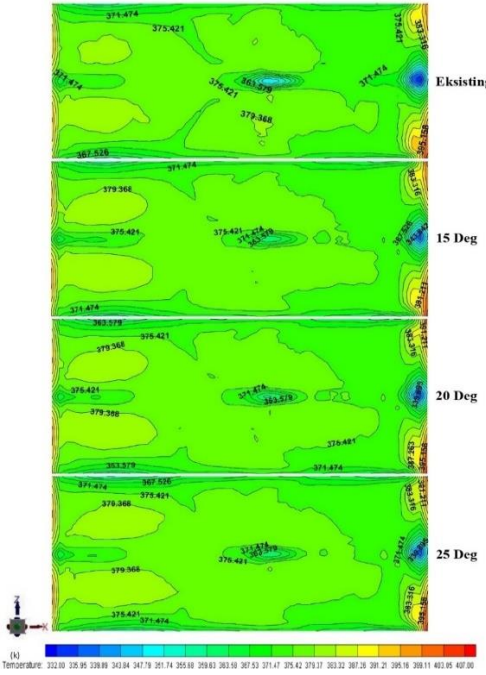
$(T_{avg} = 487.69)$

$(T_{avg} = 487.35)$

$(T_{avg} = 487.38)$

Gambar 4.4 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet* LP *Evaporator*

Berdasarkan Gambar 4.4 pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *inlet* LP *Evaporator*, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 3 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 25° di sisi *inlet transition zone*) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 1 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15° di sisi *inlet transition zone*), dan modifikasi 2 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 20° di sisi *inlet transition zone*). Hal tersebut menyebabkan daerah serapan kalor di *inlet* LP *Evaporator* pada modifikasi 3 lebih tinggi.



$(T_{avg} = 369.90)$

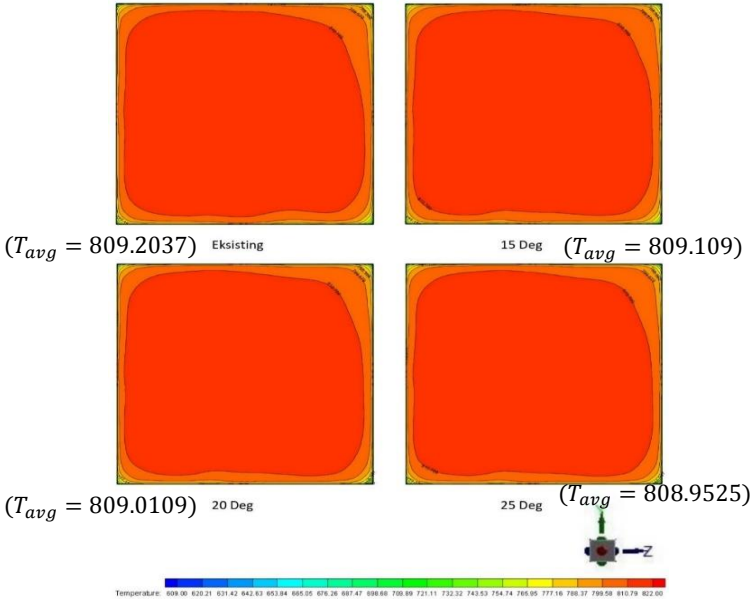
$(T_{avg} = 369.16)$

$(T_{avg} = 368.95)$

$(T_{avg} = 369.89)$

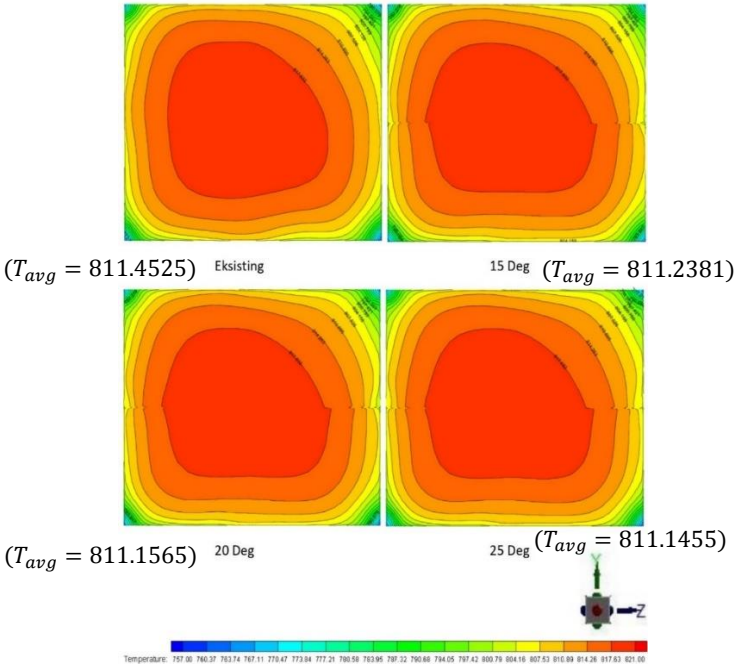
Gambar 4.5 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Outlet* LP *Economizer*

Berdasarkan Gambar 4.5 pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *outlet* LP *Economizer*, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 3 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 25° di sisi *inlet transition zone*) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 1 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15° di sisi *inlet transition zone*), dan modifikasi 2 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 20° di sisi *inlet transition zone*). Hal tersebut menyebabkan serapan kalor di *Outlet* LP *Economizer* pada modifikasi 3 lebih tinggi. Pada lampiran C ditampilkan pengambilan data distribusi temperatur di setiap *inlet* dan *outlet Heat Exchanger*.Distribusi Temperatur pada *Ducting*



Gambar 4.6 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Inlet* Sisi *Inlet Transition Zone*

Berdasarkan Gambar 4.6 pengambilan data distribusi temperatur pada *inlet* sisi *Inlet Transition Zone*, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modfikasi 1, 2, dan 3(1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15°, 20°, serta 25° di sisi *inlet transition zone*) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.6 didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 di *inlet* sisi *inlet transition zone* terlihat mirip.



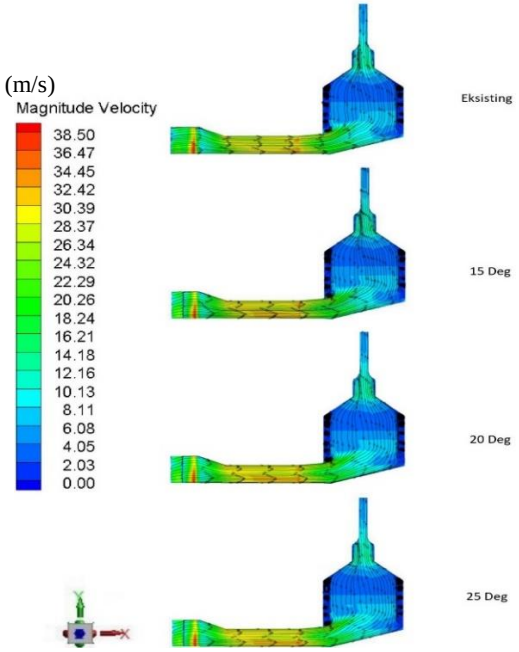
Gambar 4.7 Distribusi Temperatur *Flue Gas* pada *Outlet* Sisi *Inlet Transition Zone*

Berdasarkan Gambar 4.7 pengambilan data distribusi temperatur pada *outlet* sisi *Inlet Transition Zone*, terlihat bahwa

distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15°, 20°, serta 25° di sisi *inlet transition zone*) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.7 didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 di *outlet* sisi *inlet transition zone* terlihat mirip. Pada lampiran D ditampilkan pengambilan data distribusi temperatur pada *ducting*.

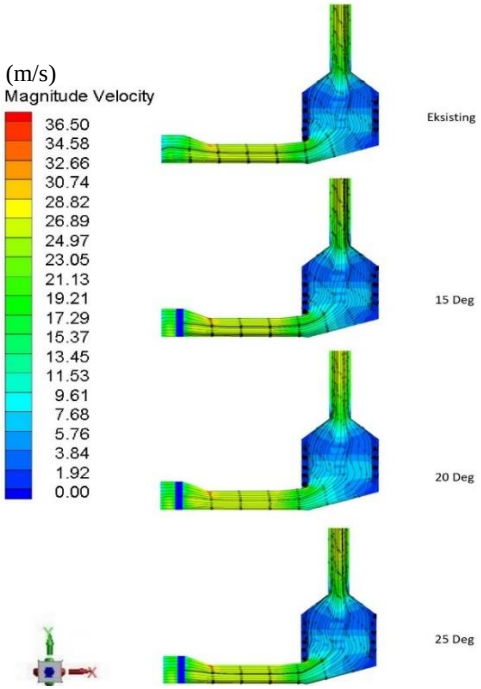
4.4 Data Kualitatif Distribusi Kecepatan

4.4.1 Distribusi Kecepatan pada Penampang Vertikal



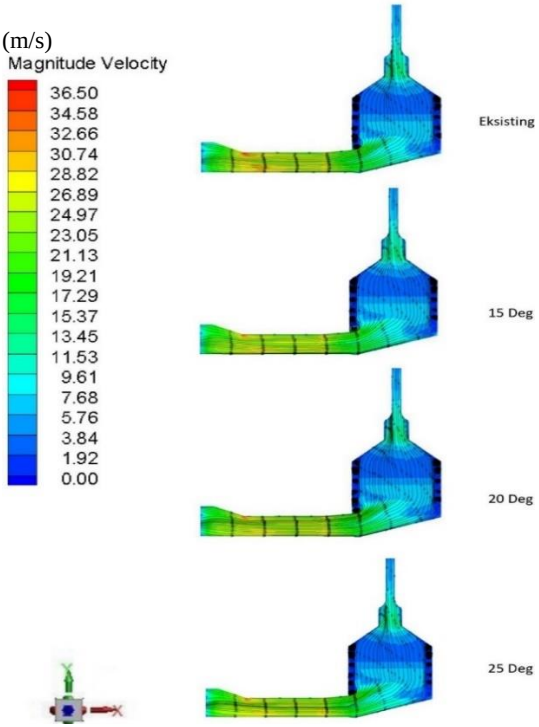
Gambar 4.8 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 0.1

Berdasarkan Gambar 4.8 pengambilan data *streamline* kecepatan pada penampang vertikal Z = 0.1 terlihat bahwa terdapat *secondary flow* di daerah sudut *corner inlet transition zone*. Penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting mengakibatkan luasan *secondary flow* yang terjadi di daerah sudut *corner* dapat berkurang sehingga *flue gas* dapat lebih merata ke daerah *inner wall ducting*. Dengan demikian penambahan *turning vane* dapat mengurangi luasan *secondary flow* yang terjadi di sudut *corner inlet transition zone* pada penampang vertikal Z = 0.1.



Gambar 4.9 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 2.6

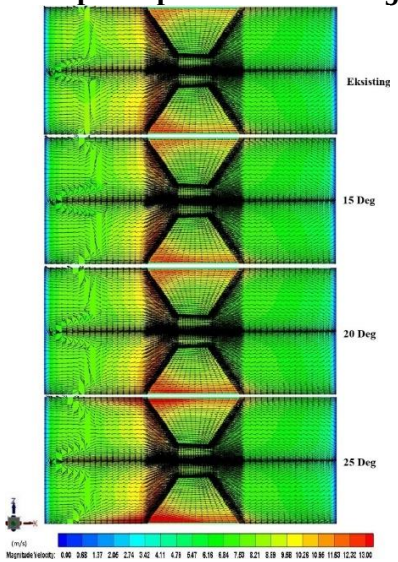
Berdasarkan Gambar 4.9 pengambilan data pada penampang vertikal Z = 2.6 terlihat bahwa distribusi kecepatan di badan HRSG pada modifikasi 2 lebih merata dibandingkan dengan HRSG eksisting dan modifikasi 1 serta 3. Luasan *secondary flow* yang terjadi di *corner inlet transition zone* pada penampang vertikal Z = 2.6 untuk HRSG eksisting dan modifikasi 1, 2, serta 3 terlihat mirip. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dapat membuat distribusi kecepatan di HRSG lebih merata pada penampang vertikal Z = 2.6.



Gambar 4.10 *Streamline* pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal Z = 5.1

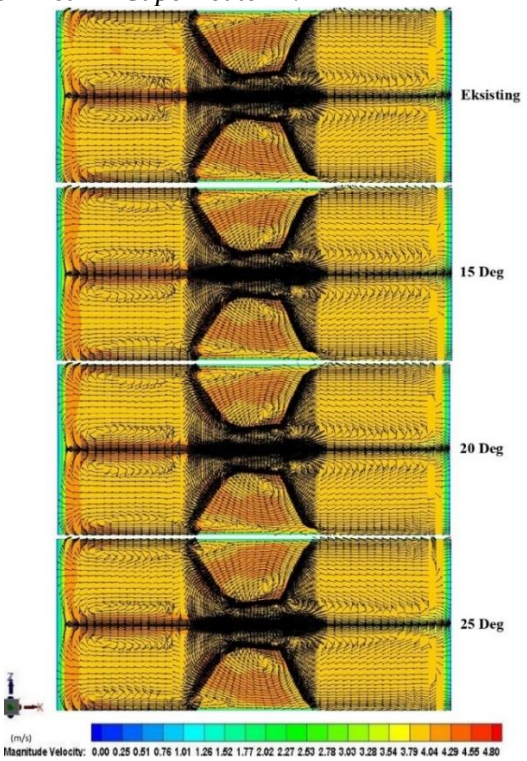
Berdasarkan Gambar 4.10 pengambilan data pada penampang vertikal Z = 5.1 terlihat bahwa distribusi kecepatan di badan HRSG pada modifikasi 2 lebih merata dibandingkan dengan HRSG eksisting dan modifikasi 1 serta 2. Luasan *secondary flow* yang terjadi di *corner inlet transition zone* pada penampang vertikal Z = 5.1 untuk modifikasi 1, 2, dan 3 lebih kecil dibandingkan dengan HRSG eksisting. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dapat membuat distribusi kecepatan di HRSG lebih merata serta dapat mempekecil luasan *secondary flow* yang terjadi di sudut *corner inlet transition zone* pada penampang vertikal Z = 5.1. Pada lampiran E ditampilkan hasil pengambilan data kecepatan di penampang vertikal Z = 0,1, Z = 2,6, dan Z = 5,1.

4.4.2 Distribusi Kecepatan pada *Heat Exchanger*



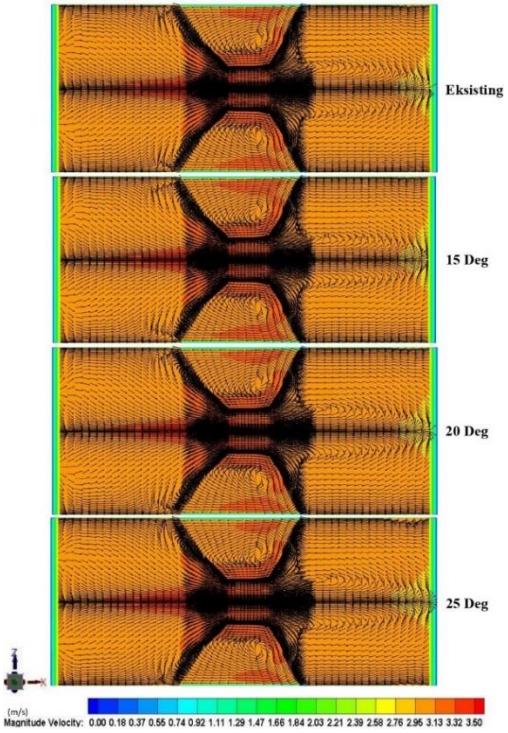
Gambar 4.11 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet* HP *Superheater* 2

Berdasarkan Gambar 4.11 pengambilan data distribusi kecepatan pada *inlet* HP *superheater* 2, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 2 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 20° di sisi *inlet transition zone*) lebih baik dibanding HRSG eksisting dan modifikasi 1 serta 3. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting dapat menghasilkan distribusi kecepatan yang memiliki *streamline* lebih merata di daerah sumbu X- pada sisi *inlet* HP *Superheater* 2.



Gambar 4.12 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet Low Pressure Evaporator*

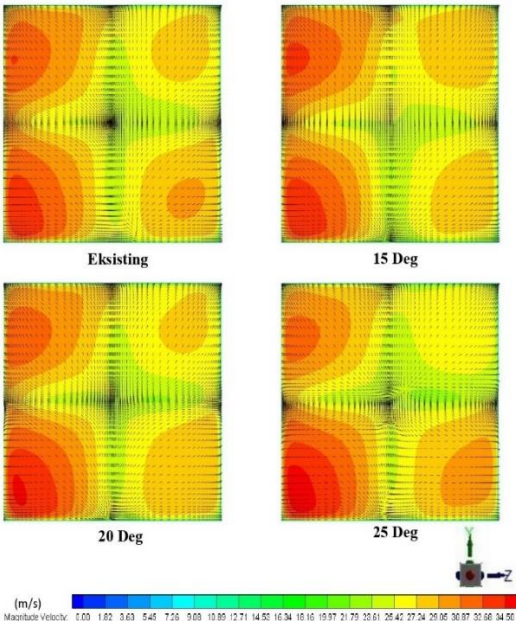
Berdasarkan Gambar 4.12 pengambilan data distribusi kecepatan pada *inlet* LP *Evaporator*, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 1 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 15° di sisi *inlet transition zone*) lebih baik dibanding HRSG eksisting dan modifikasi 2 serta 3. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting menghasilkan distribusi kecepatan yang memiliki *vortex*/pusaran aliran lebih banyak di daerah X- dibanding HRSG eksisting pada sisi *inlet* LP *Evaporator*.



Gambar 4.13 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Outlet* LP *Economizer*

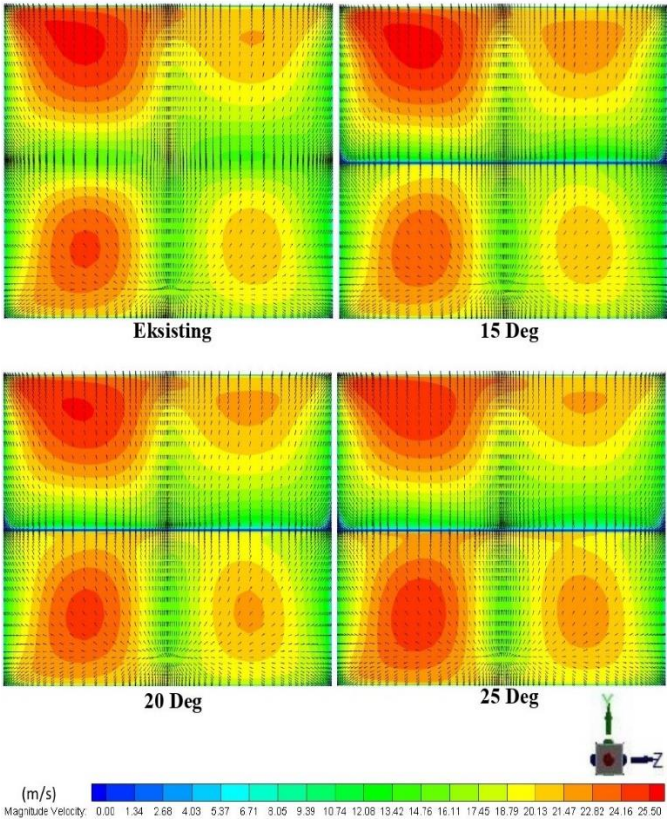
Berdasarkan Gambar 4.13 pengambilan data distribusi kecepatan pada *outlet* LP *Economizer*, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 2 (1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan 1 *turning vane* dengan sudut *vane* 20° di sisi *inlet transition zone*) lebih baik dibanding HRSG eksisting, modifikasi 1 serta 3. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting menghasilkan distribusi kecepatan yang memiliki *vortex*/pusaran aliran lebih banyak di daerah X- dibanding HRSG eksisting pada sisi *outlet* LP *Economizer*. Pada lampiran F ditampilkan pengambilan data distribusi kecepatan di setiap *inlet* dan *outlet Heat Exchanger*.

4.4.3 Distribusi Kecepatan pada *Ducting*



Gambar 4.14 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Inlet* sisi *Inlet Transition Zone*

Berdasarkan Gambar 4.14 pengambilan data pada *inlet* sisi *Inlet Transition Zone*, terlihat bahwa distribusi kecepatan pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.14 didapatkan bahwa semakin besar sudut *vane* yang digunakan maka arah aliran akan terbagi lebih banyak terlihat dari *streamline* yang ditampilkan.

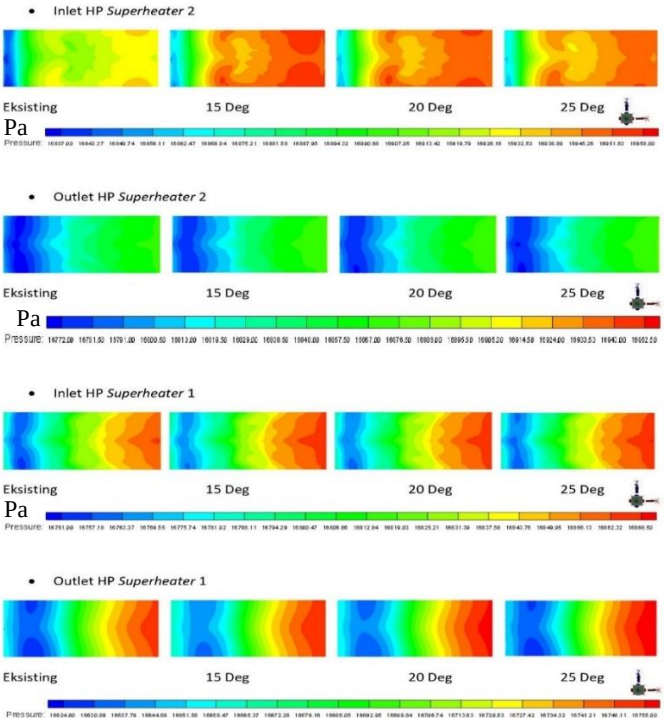


Gambar 4.15 *Streamline* Kecepatan *Flue Gas* pada *Outlet* sisi *Inlet Transition Zone*

Berdasarkan Gambar 4.15 pengambilan data distribusi kecepatan pada *outlet* sisi *Inlet Transition Zone*, terlihat bahwa distribusi kecepatan pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.15 didapatkan bahwa *streamline* yang terjadi pada modifikasi 1, 2, dan 3 di *outlet* sisi *inlet transition zone* terlihat mirip. Pada lampiran G ditampilkan pengambilan data distribusi kecepatan pada *ducting*.

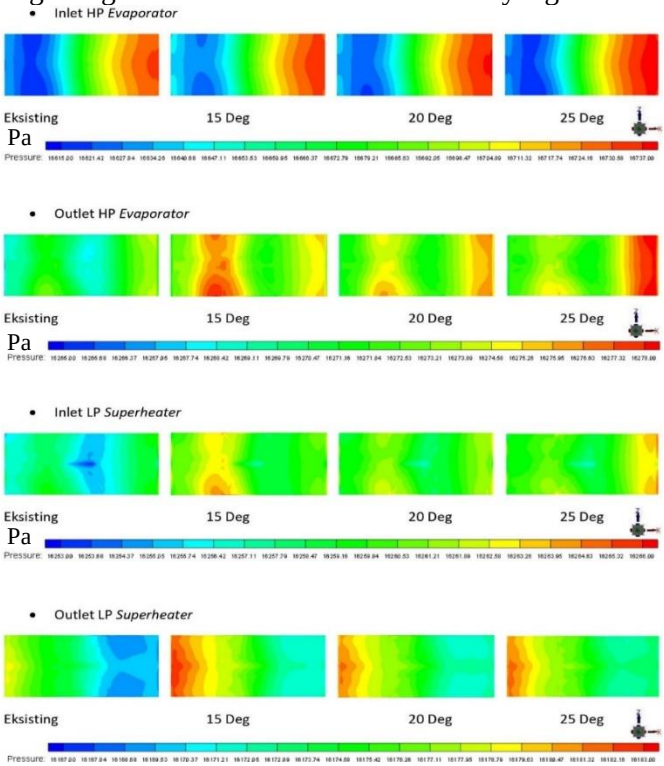
4.5 Data Kualitatif Distribusi Tekanan

4.5.1 Distribusi Tekanan pada *Heat Exchanger*



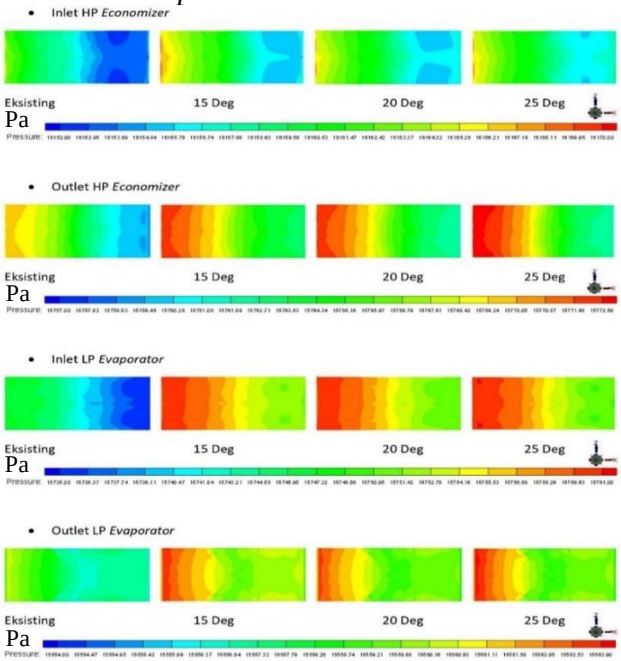
Gambar 4.16 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Superheater* 1 dan 2

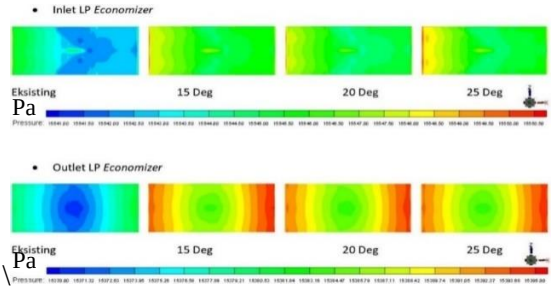
Berdasarkan Gambar 4.16 pengambilan data distribusi tekanan statis di *inlet* dan *outlet* HP *Superheater* 1 serta 2 terlihat bahwa tekanan statis di sisi *outer wall* HRSG pada seluruh variasi penelitian lebih tinggi dibandingkan sisi *inner wall* HRSG. Distribusi tekanan pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibanding HRSG eksisting yang berarti penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* serta sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting menghasilkan distribusi tekanan statis yang lebih merata.



Gambar 4.17 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Evaporator* serta *Low Pressure Superheater*

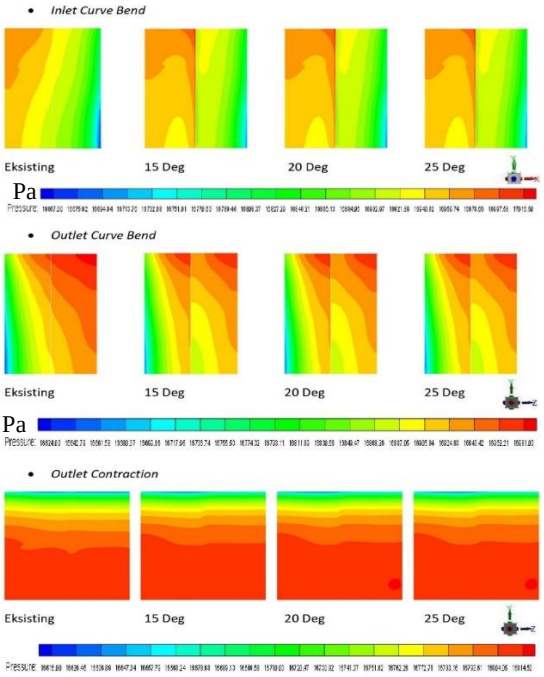
Berdasarkan Gambar 4.17 pengambilan data distribusi tekanan statis di *inlet* dan *outlet* HP *Superheater* serta LP *Superheater* terlihat bahwa tekanan statis pada HP *Evaporator* di sisi *outer wall* HRSG pada seluruh variasi penelitian lebih tinggi dibandingkan sisi *inner wall* HRSG sedangkan tekanan statis pada LP *Superheater* mengalami transisi yang semula nilai tekanan statis tinggi di sisi *outer wall* HRSG berpindah ke sisi *inner wall* dan memiliki distribusi lebih merata. Pada Gambar 4.17 dapat dilihat bahwa modifikasi 2 memiliki distribusi tekanan yang lebih merata pada *inlet* LP *Superheater*.





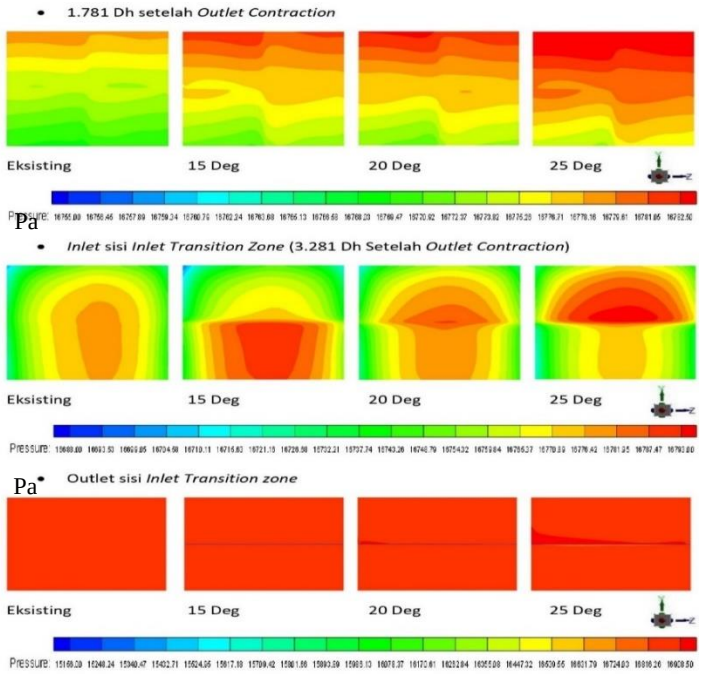
Gambar 4.18 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada *Inlet* dan *Outlet High Pressure Economizer*, *Low Pressure Evaporator* serta *Economizer*

4.5.2 Distribusi Tekanan pada *Ducting*



Gambar 4.19 Distribusi Tekanan Statis *Flue gas* pada *Inlet Curve Bend*, *Outlet Curve Bend*, serta *Outlet Contraction* di *Ducting* HRSG

Berdasarkan Gambar 4.19 pengambilan data tekanan statis pada *inlet* dan *outlet curve bend* serta *outlet contraction* terlihat bahwa di sisi *inner curve bend* HRSG eksisting memiliki tekanan statis lebih rendah dibandingkan dengan sisi *outer*. Hal tersebut terjadi akibat kecepatan yang aliran *flue gas* yang meningkat ketika melewati belokan atau *curve bend*.



Gambar 4.20 Distribusi Tekanan Statis *Flue Gas* pada 1.781 Dh Setelah *Outlet Contraction*, *Inlet* dan *Outlet* sisi *Inlet Transition Zone*

Berdasarkan Gambar 4.20 pengambilan data tekanan statis pada 1.781 Dh setelah *outlet contraction*, *inlet* dan *outlet* sisi *inlet transition zone* terlihat bahwa pada 1.781 Dh setelah *outlet contraction* modifikasi 1, 2, dan 3 memiliki tekanan statis lebih merata dibandingkan dengan HRSG eksistin namun memiliki nilai tekanan statis lebih tinggi. Pada *inlet* sisi *inlet transition zone* terlihat bahwa tekanan yang terjadi pada tiap variasi penelitian berbeda satu dengan yang lain. Dengan demikian distribusi tekanan statis yang terjadi pada *downstream ducting* dipengaruhi oleh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* serta sudut *vane* yang digunakan.

4.6 Data Kuantitatif Tekanan

Pressure drop aliran *flue gas* melewati *heat exchanger* pada simulasi HRSG eksisting memiliki *error* sebesar 4,3% terhadap perhitungan yang didapat dari tabel 3.14. Modifikasi 1 meningkatkan *pressure drop flue gas* di *heat exchanger* sebesar 0,156% sedangkan modifikasi 2 dan 3 menurunkan sebesar 0,24% dan 0,54% terhadap HRSG eksisting. Data *pressure drop* pada HE ditampilkan pada tabel 4.3.

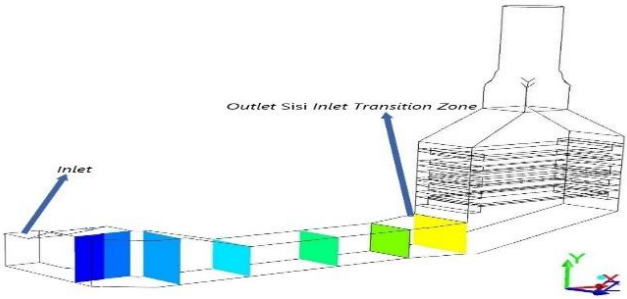
Tabel 4.3 *Pressure Drop* Aliran *Flue Gas* Melewati Setiap HE

Perhitungan		P. Drop Hasil Simulasi			
HE	P. Drop	Variasi 1	Variasi 2	Variasi 3	Variasi 4
	Pascal	Pascal	Pascal	Pascal	Pascal
HP SH2	119,079	111,590	113,333	112,160	110,621
HP SH1	144,983	138,209	139,448	137,852	135,477
HP evap	422,274	425,648	425,749	424,838	425,934
LP SH	77,585	73,653	73,903	73,500	72,993
HP eco	349,251	326,083	321,515	319,507	318,165
LP Evap	257,531	245,490	249,051	249,097	249,107
LP Eco	182,312	165,248	165,264	165,380	165,618
Total	1553,015	1485,921	1488,263	1482,33	1477,915

Berdasarkan Tabel 4.4 bahwa penambahan *turning vane* meningkatkan *pressure drop flue gas* pada *ducting*. Peningkatan *pressure drop* untuk modifikasi 1, 2, dan 3 berturut-turut sebesar 16,72%, 16,74%, 16,86% dibandingkan dengan HRSG eksisting. Peningkatan tersebut diakibatkan gesekan antara *flue gas* dengan permukaan *turning vane*. Posisi pengambilan data diambil di *inlet ducting* dan *outlet* sisi *inlet transition zone*. Gambar 4.21 menunjukkan posisi pengambilan data.

Tabel 4.4 *Pressure Drop* di Daerah *Ducting*

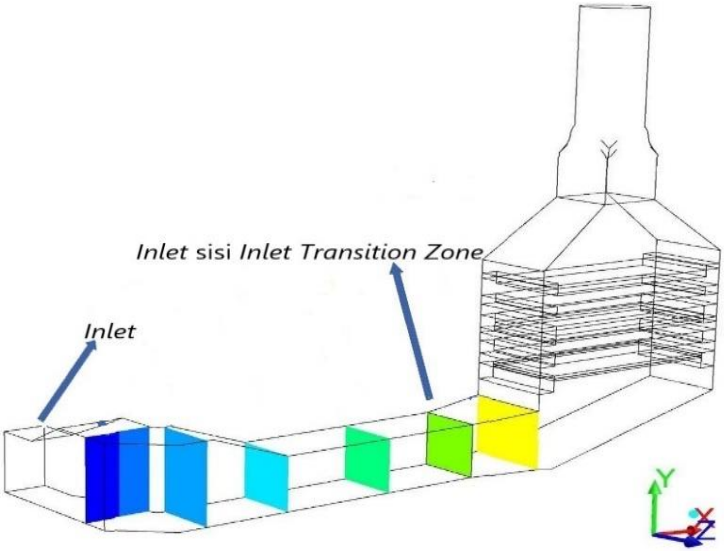
	Pressure Drop Ducting Hasil Simulasi			
	Eksistin g	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
Pascal	145,58	169,92	169,95	170,13



Gambar 4. 21 Pengambilan Data *Pressure Drop* di *Ducting Inlet* HRSG

Tabel 4.5 *Pressure Drop* di *Curve Bend Ducting*

	Pressure Drop Curve Bend Ducting Hasil Simulasi			
	Eksistin g	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
Pascal	142,69	167,56	149,928	145,42



Gambar 4. 22 Pengambilan Data *Pressure Drop* di *Curve Bend Ducting* HRSG

Berdasarkan Tabel 4.5 bahwa penambahan *turning vane* di *curve bend* meningkatkan *pressure drop flue gas*. Peningkatan *pressure drop* untuk modifikasi 1, 2, dan 3 berturut-turut sebesar 17,42%, 5,07%, 1,91% dibandingkan dengan HRSG eksisting. Peningkatan tersebut diakibatkan gesekan antara *flue gas* dengan permukaan *turning vane*. Posisi pengambilan data diambil di *inlet ducting* dan *inlet* sisi *inlet transition zone*. Gambar 4.22 menunjukkan posisi pengambilan data.

4.7 Data Kuantitatif Temperatur dan Penyerapan Energi

Berdasarkan Tabel 4.6 dan Tabel 4.7 dapat diketahui bahwa pada simulasi HRSG eksisting ketidaksetimbangan massa adalah 0,000092 % dan ketidaksetimbangan energi adalah 1,067 %.

Tabel 4.6 Kesetimbangan Massa Simulasi Numerik HRSG Eksisting

	In HRSG	*Out* HRSG
	kg/s	kg/s
Inlet	389,861	
Outlet		-389,86064
Total	389,861	-389,86064

Tabel 4.7 Kesetimbangan Energi Simulasi Numerik HRSG Eksisting

	In HRSG	Out HRSG
	MegaWatt	MegaWatt
Inlet	225,69	
Outlet		-28,76
Dinding		-4,05
HP SH2		-4,86
HP SH1		-21,48
HP evap		-72,28
LP SH		-4,39
HP eco		-31,87
LP Evap		-26,99
LP Eco		-28,60
Total	225,69	-223,28

Berdasarkan Tabel 4.8, total penyerapan energi simulasi HRSG eksisting dibandingkan data aktual pada tabel 3.12 maka terdapat *error* sebesar 0,125 %.

Tabel 4.8 Penyerapan Kalor di *Heat Exchanger* pada Setiap Variasi Penelitian

HE	Data Kalor	Penyerapan Kalor di *Heat Exchanger*			
		Eksisting	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
	MW	MW	MW	MW	MW
HP SH2	6,137	4,861	4,970	4,923	4,911
HP SH1	27,379	21,484	20,968	21,295	21,490
HP evap	67,315	72,277	72,760	72,540	72,555
LP SH	4,013	4,386	4,385	4,382	4,3922
HP eco	31,491	31,870	31,930	31,924	31,622
LP Evap	26,095	26,990	27,038	27,001	27,077
LP Eco	28,281	28,604	28,611	28,608	28,522
Total	190,710	190,471	190,661	190,673	190,570

Berdasarkan Tabel 4.8 dan Tabel 4.9, maka penyerapan energi terbesar terdapat pada modifikasi 2. Selisih penyerapan energi modifikasi 1, 2, dan 3 terhadap HRSG eksisting berturut-turut sebesar 0,1899 MW, 0,2018 MW, 0,0989 MW. Dengan demikian bahwa memasang 1 *turning vane* di sisi *curve bend* dan di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15°, 20°, 25° mampu menghasilkan penghematan energi berturut-turut sebesar 0,997%, 0,11 %, 0,052% jika diasumsikan bahwa produksi uap HRSG sama (beban turbin gas 99,6 MW dan produksi uap HRSG 214,25 ton/jam). Modifikasi 2 memiliki persentase peningkatan energi paling tinggi sebesar 0,11%

Tabel 4.9 Selisih Penyerapan Energi Terhadap HRSG Eksisting

Selisih penyerapan energi dengan Variasi 1			
Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3	Satuan
0,1899	0,2018	0,0989	MW

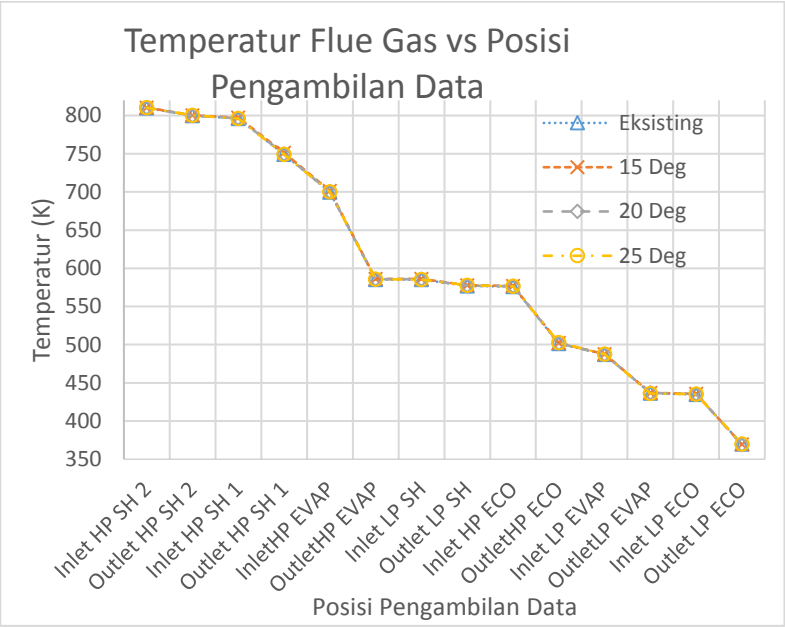
Tabel 4.10 Temperatur *Flue Gas* Melewati Setiap *Heat Exchanger*

	Eksisting		Modifikasi 1		Modifikasi 2		Modifikasi 3	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
HE	K	K	K	K	K	K	K	K
HP SH2	809,89	799,80	810,53	800,30	810,15	800,03	810,24	800,11
HP SH1	796,02	749,06	797,32	751,36	796,55	749,73	796,02	749,05
HP evap	699,73	585,38	701,16	586,26	700,27	585,82	700,24	585,81
LP SH	585,09	576,97	586,06	577,88	585,60	577,46	585,15	577,62
HP eco	575,93	501,53	576,84	502,15	576,42	501,82	576,47	502,57
LP Evap	487,00	436,28	487,69	436,86	487,35	436,81	487,38	436,18
LP Eco	434,87	369,90	435,55	369,16	435,30	368,95	435,20	369,89

Tabel 4.11 Temperatur *Auxiliary* (Air dan Uap) Keluar HE

Data Tempearatur *auxiliary* HE			Hasil Simulasi T *auxiliary out* HE			
	T in	T out	Eksistin g	Modifik asi 1	Modifik asi 2	Modifik asi 3
HE	K	K	K	K	K	K
HP SH2	746,15	797,45	786,79	787,70	787,30	787,21
HP SH1	577,25	746,15	709,78	706,60	708,62	709,82
HP evap	568,15	577,25	577,92	577,99	577,96	577,96
LP SH	435,35	586,15	600,18	600,14	600,04	600,61
HP eco	425,15	568,15	569,87	570,14	570,12	568,74
LP Evap	425,15	435,35	435,70	435,72	435,70	435,73
LP Eco	312,15	425,15	426,44	426,47	426,46	426,11

Simulasi numerik dilakukan dengan *macro* HE, temperatur *inlet* konstan. Berdasarkan Tabel 4.11 dapat diketahui bahwa temperatur *auxiliary* keluar *heat exchanger* hasil simulasi HRSG eksisting memiliki *error* terhadap data aktual dengan nilai *error* tertinggi pada *High Pressure Superheater* 1 sebesar 4,874%. Gambar 4.23 menunjukkan temperatur *flue gas* setiap *inlet* serta *outlet heat exchanger* sedangkan Gambar 4.24 menunjukkan temperatur *inlet flue gas* dan fluida kerja untuk seluruh variasi penelitian.

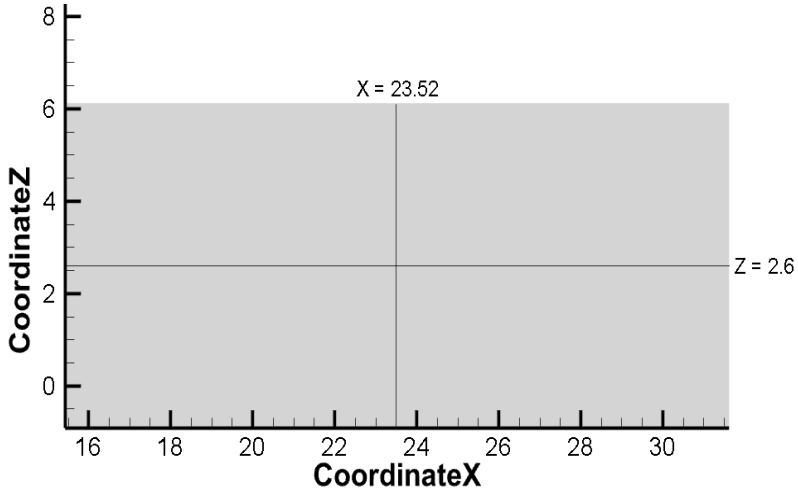


Gambar 4.23 Temperatur Sisi *Flue Gas* vs Posisi Pengambilan Data Seluruh Variasi Penelitian

Gambar 4.24 Temperatur *Inlet* Sisi *Flue Gas* dan Sisi Fluida Kerja Seluruh Variasi Penelitian

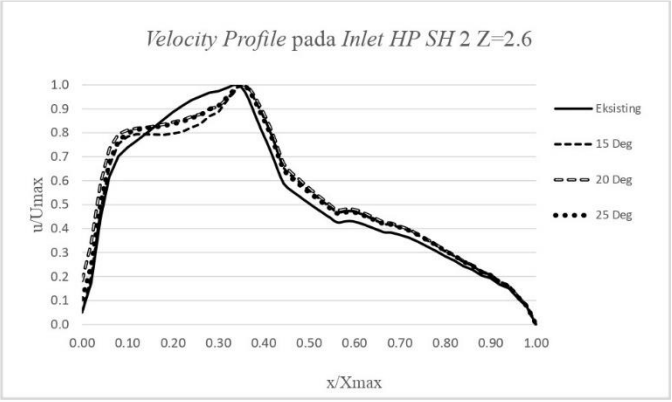
4.8 Data Kuantiatif Kecepatan

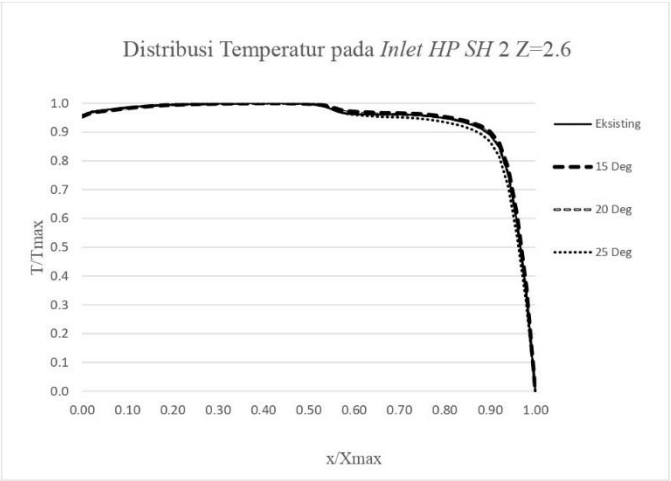
Pengambilan data kuantitatif kecepatan dilakukan untuk melihat persebaran keseragaman nilai kecepatan. Pengambilan data dilakukan pada titik Z = 2,6 dan X = 23,52 seperti pada Gambar 4.25 di penampang *inlet High Pressure Superheater* 2, *inlet Low Pressure Evaporator*, dan *outlet Low Pressure Economizer*.



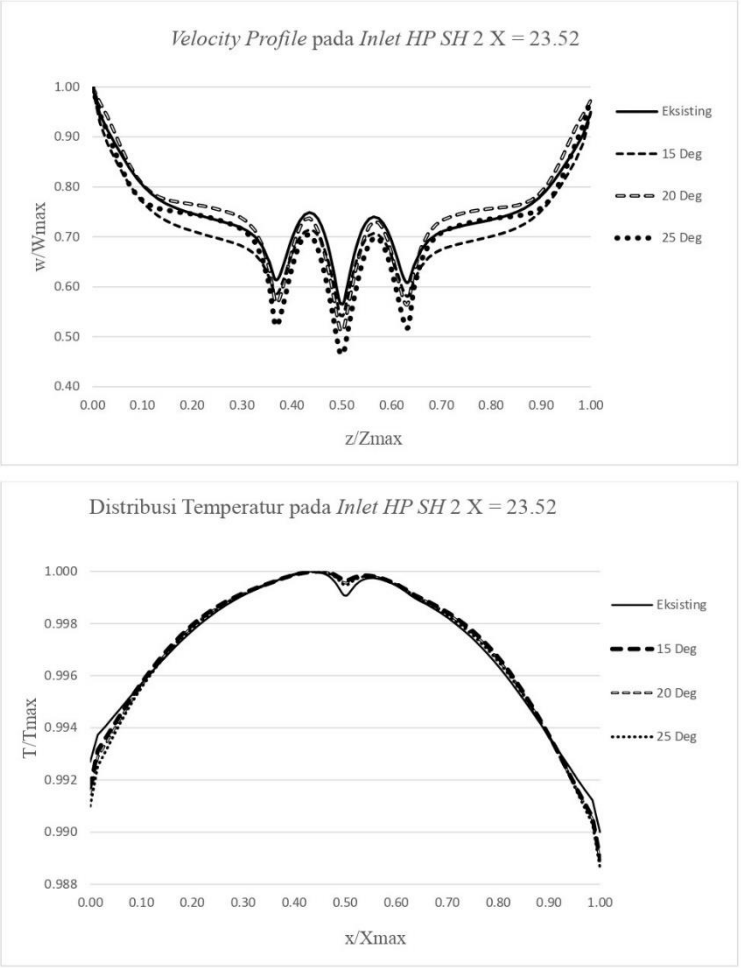
Gambar 4.25 Posisi Z = 2.6 dan X = 23.52 pada Penampang Vertikal *Heat Exchanger*

4.8.1 Data Kuantitatif Kecepatan Inlet High Pressure Superheater 2





Gambar 4.26 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Inlet* HP SH 2 Z = 2.6

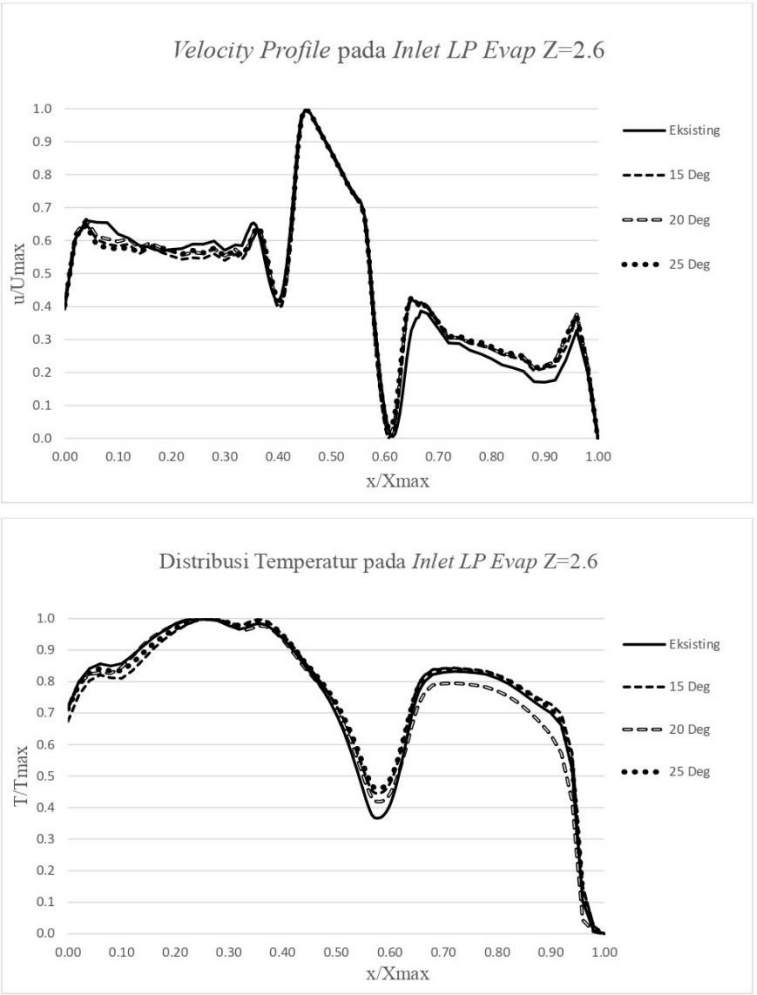


Gambar 4.27 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Inlet* HP SH 2 X=23.52

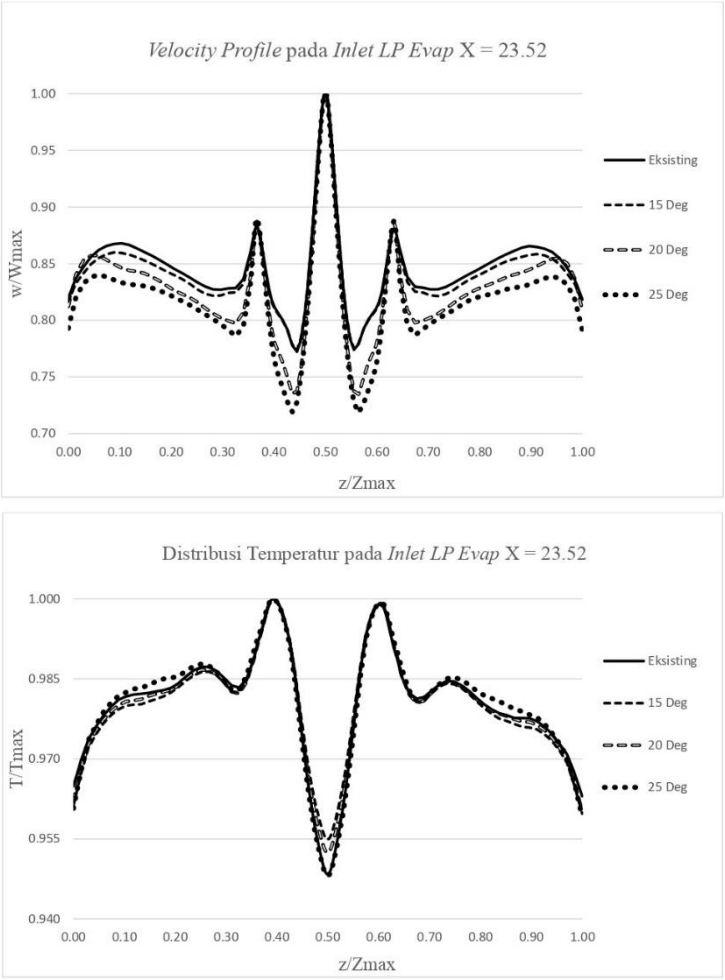
Pada Gambar 4.26 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik X pada posisi pengambilan data Z = 2,6 yang dinyatakan dengan x/Xmax. Berdasarkssan Gambar 4.26 didapatkan bahwa *velocity profile* untuk HRSG eksisting pada x/Xmax 0.5 hingga 0.15, memiliki luasan yang lebih kecil dibandingkan dengan modifikasi 1, 2, dan 3. Terlihat pada Gambar 4.26 bahwa grafik *velocity profile* yang dihasilkan oleh modifikasi 1, 2, dan 3 memiliki *velocity profile* yang lebih merata (*Fuller*) dibandingkan dengan HRSG Eksisting dan memiliki distribusi temperatur yang lebih merata ditunjukkan pada Gambar 4.26. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting dapat membuat grafik u/U (*velocity profile*) lebih merata pada Z = 2.6 kontur kecepatan *inlet* HP *superheater* 2.

Pada Gambar 4.27 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik Z pada posisi pengambilan data X = 23.52 yang dinyatakan dengan z/Zmax. Terlihat pada Gambar 4.27 bahwa grafik yang dihasilkan oleh HRSG eksisting dan modifikasi 1 pada seluruh posisi z/Zmax lebih landai dibandingkan dengan modifikasi 2 dan 3. Grafik distribusi temperatur modifikasi 1, 2, dan 3 memiliki luasan yang lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15° pada HRSG eksisting dapat membuat nilai u/U (*velocity profile*) lebih tinggi pada X = 23.52 kontur kecepatan *inlet* HP *superheater* 2.

4.8.2 Data Kuantitatif Kecepatan Inlet Low Pressure Evaporator



Gambar 4.28 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Inlet* LP *Evap* Z = 2.6

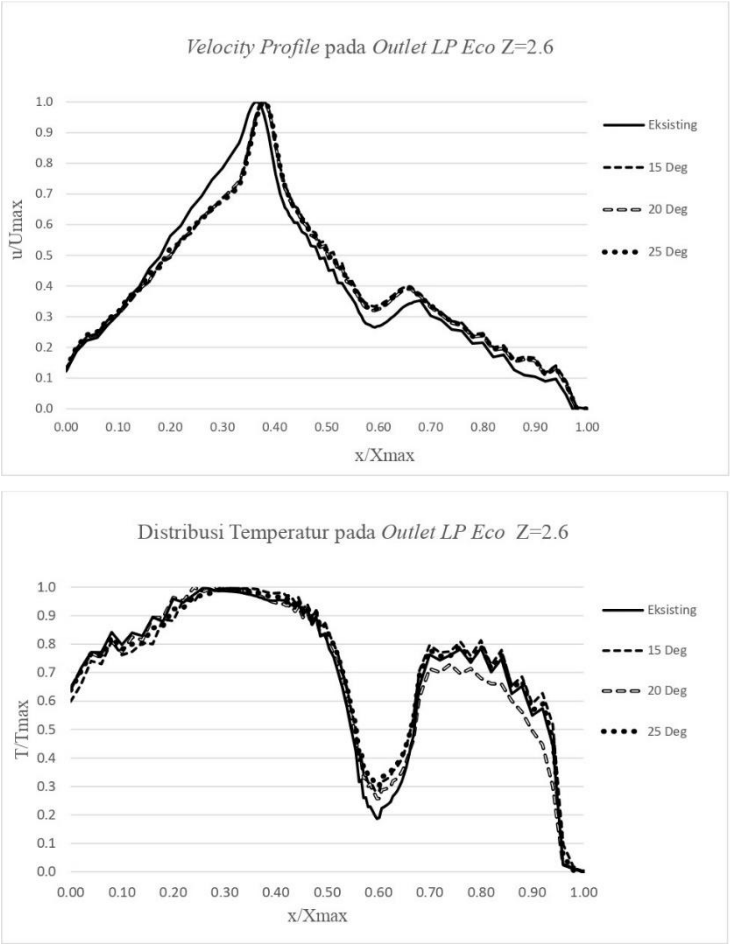


Gambar 4.29 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Inlet* LP *Evap* X=23.52

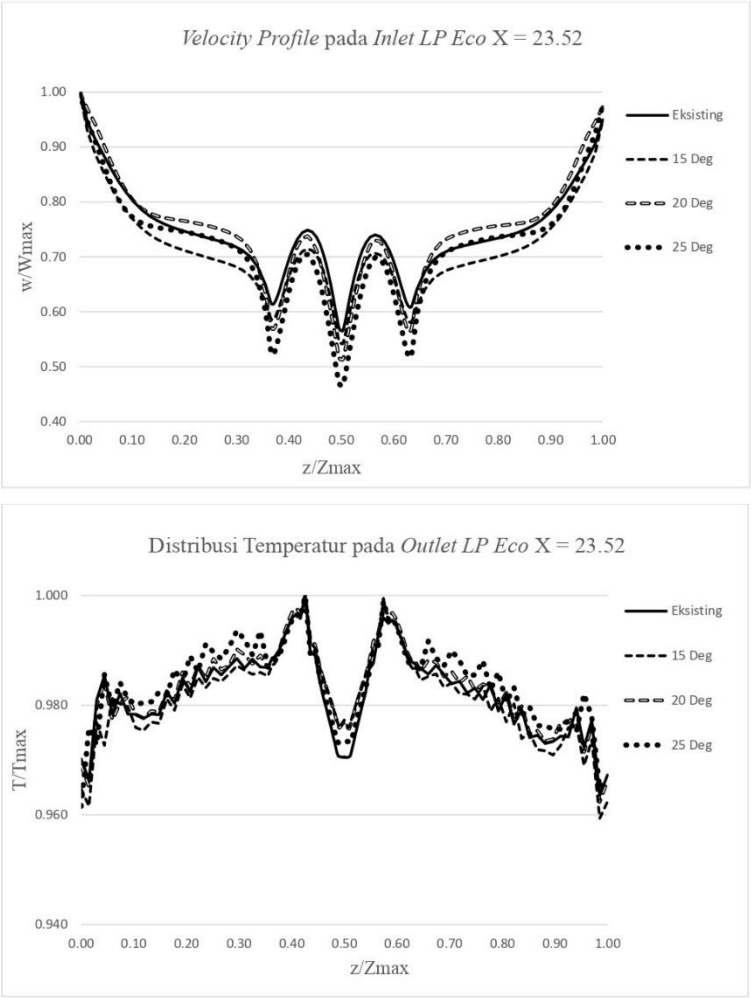
Pada Gambar 4.28 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik X pada posisi pengambilan data Z = 2.6 yang dinyatakan dengan X/Xmax. Berdasarkan Gambar 4.28 didapatkan bahwa nilai u/U tertinggi di Z = 2.6 kontur kecepatan *inlet* LP *evaporator* untuk seluruh variasi terletak pada X/Xmax 0.4 hingga 0.5. Terlihat pada Gambar 4.28 bahwa grafik yang dihasilkan oleh HRSG eksisting nilai minimum u/U pada posisi X/Xmax 0.6 hingga 0.7 dan X/Xmax 0.8 hingga 1 lebih kecil dibandingkan dengan modifikasi 1, 2, dan 3. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting dapat membuat grafik u/U (*velocity profile*) mengalami fluktuasi yang lebih kecil pada Z = 2.6 kontur kecepatan *inlet* LP *Evaporator*.

Pada Gambar 4.29 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik Z pada posisi pengambilan data X = 23.52 yang dinyatakan dengan Z/Zmax. Terlihat pada Gambar 4.29 bahwa grafik yang dihasilkan oleh HRSG eksisting dan modifikasi 1 pada seluruh posisi Z/Zmax lebih landai dibandingkan dengan modifikasi 2 dan 3. Grafik modifikasi 2 dan 3 memiliki nilai maksimum dan minimum yang lebih tinggi dibandingkan dengan HRSG eksisting. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 20° dan 25° pada HRSG eksisting tidak dapat membuat *velocity profile* lebih merata dibanding HRSG eksisting pada X = 23.52 kontur kecepatan *inlet* LP *Evaporator*.

4.8.3 Data Kuantitatif Kecepatan Outlet Low Pressure Economizer



Gambar 4.30 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Outlet* LP *Eco* Z = 2.6



Gambar 4.31 Grafik *Velocity Profile* dan Distribusi Temperatur pada *Outlet* LP *Eco* pada X=23.52

Pada Gsambar 4.30 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik X pada posisi pengambilan data Z = 2.6 yang dinyatakan dengan X/Xmax. Berdasarkssan Gambar 4.30 didapatkan bahwa *velocity profile* yang dihasilkan oleh modfikasi 1, 2, dan 3 memiliki luasan yang lebih besar dibandingkan dengan HRSG eksisting. Terlihat pada Gambar 4.30 bahwa grafik yang dihasilkan oleh HRSG eksisting pada posisi X/Xmax 0.4 hingga 1 lebih kecil luasannya dibandingkan dengan modifikasi 1, 2, dan 3. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting dapat membuat grafik u/U (*velocity profile*) lebih merata (*fuller*) pada Z = 2.6 kontur kecepatan *outlet* LP *Economizer*.

Pada Gambar 4.31 ditampilkan grafik u/U (*velocity profile*) terhadap tiap titik Z pada posisi pengambilan data X = 23.52 yang dinyatakan dengan Z/Zmax. Terlihat pada Gambar 4.31 bahwa grafik *velocity profile* yang dishasilkan oleh HRSG eksisting memiliki fluktuasi nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan modifikasi 1, ,2 dan 3. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15°, 20°, 25° pada HRSG eksisting tidak dapat membuat nilai u/U (*velocity profile*) lebih merata dibanding HRSG eksisting pada X = 23.52 kontur kecepatan *outlet* LP *Economizer*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian menggunakan C*omputational Fluid Dynamic (CFD)* dengan memodelkan jajaran *heat exchanger* di HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 sebagai *porous medium* dengan *ungroup macro heat exchanger* serta analisa data hasil simulasi numerik yang dihasilkan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting mampu memperbaiki distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas*
2. Penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 20° menghasilkan penghematan energi sebesar 0,2018 MW dibandingkan dengan HRSG kondisi eksisting
3. *Pressure drop* aliran *flue gas* di jajaran *heat exchanger* akibat penambahan *turning vane* di sisi *curve bend* dan di sisi *inlet transition zone* dengan penggunaan sudut *vane* 15° pada HRSG eksisting mengalami peningkatan sedangkan sudut penggunaan *vane* 20° dan 25° mengalami penurunan

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Diperlukan 1 buah *turning vane* di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* dengan posisi di tengah untuk mendapatkan distribusi temperatur dan kecepatan yang lebih merata
2. Diperlukan penelitian dengan penggunaan model turbulensi lain pada perangkat lunak *Computational Fluid Dynamics* agar

dapat menangkap fenomena yang terjadi pada *Heat Recovery Steam Generator* lebih akurat

DAFTAR PUSTAKA

Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A. (2011), "*Exergy, Exergoeconomic, and environmental analyses and evolutionary alghorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants*", *Energy* 36 (2011) 5886-5898.

ANSYS (2009), ANSYS FLUENT User's Guide 12.0, ANSYS.

Breeze, P. (2005), *Power Generation Technologies*, Elsevier Science Ltd, Oxford.

Buecker, B. (2002), *Basic of Boiler and HRSG Design*, PennWell Corporation, Tulsa, Oklahama.

Heat Exchanger Design Handbook (1983), Humisphere Publishing Corporation, USA.

Hedge, N., Han, I., Lee, T. W., Roy, R. P. (2007), "*Flow and Heat Transfer in Heat Recovery Steam Generator*", *Journal of Energy Resource Technology*, Vol 129, No. 3, hal 232-242.

Incropera, Frank P., Dewitt, David P., Bergman, Theodore L., Lavine, Andrienne S. (2007), *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey.

Irawan, M. (2019), "Studi Numerik Tentang Unjuk Kerja HRSG dengan Penambahan *Turning Vane* dengan Variasi Sudut Kemiringan *Vane* pada Sisi *Inlet Transition Zone*". Tugas Akhir ITS, Hal; 1-135.

Kiameh, P. (2007), *Power Generation Handbook*, 1st edition, McGraw-Hill Professional.

Moran, Michael J. dan Shapiro, Howard N. (2006), *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, 5th edition, John Wiley & Sons, Chicester.

Patil, N., Kavade, M., Patil. A., "*Study of gas flow behavior in HRSG inlet duct with CFD tools*", *International Journal of Mechanical Engineering applications research*, 3 (01) (2012) 146-151.

Rennels, D. C., Hudson, H. M. (2012), *Pipe Flow*, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey.

So, H. K., Jo, T. H., Lee, Y. H., Koo, B. C., Lee, D. H. (2017), "*Design Optimization of HRSG Inlet Duct Geometry for Improving Flow Uniforimity Using Meta-heuristic Algorithm*", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol 32, No. 2, hal 947-958.

Sumitomo Corporation (1994), *Maintenance manual heat recovery steam generator Muara Karang CCP II*, volume 1, Tokyo.

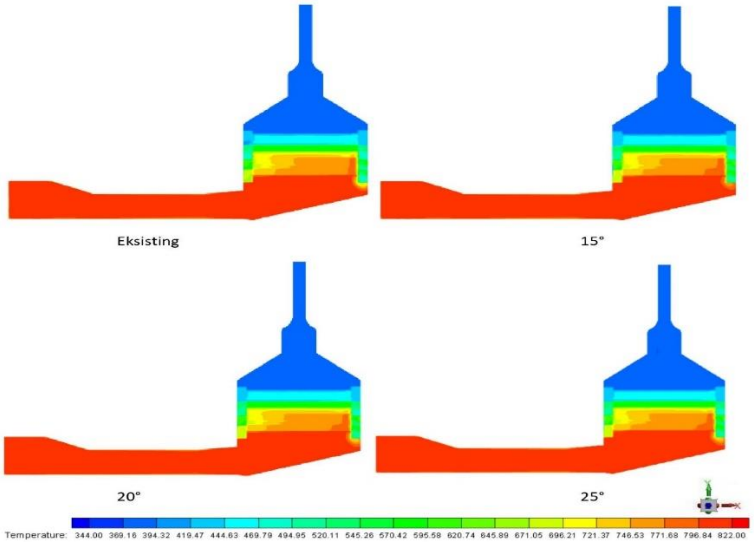
Sutardi., W. Wawan A., Affan Ibnu., Iswati., Sutrisno M. D. (2010), "*Experimental Study on the Effect of Guide Vane Insertion and Reynolds Numbers on the Flow Pressure Drop in a 90^o Rectangular Elbow*", Regional Conference on Mechanical and Aerospace Technology, Bali.

The Babcock & Wilcock Company (2005), *STEAM its generation and use edition*, 41th edition, McDermott Company, Ohio.

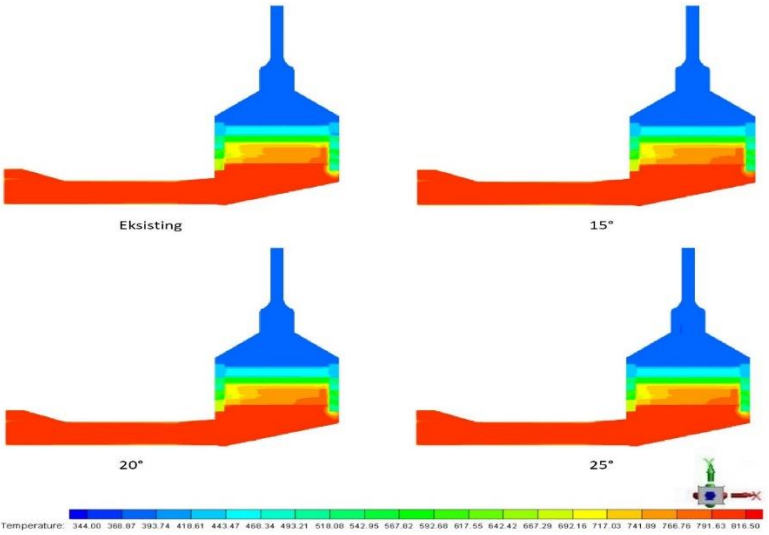
Yuwono, E. A. (2018), "Studi Numerik Untuk Peningkatan Unjuk Kerja HRSG PLTGU Muara Karang Blok 1 dengan Modifikasi Geometri *Transition Zone* dan Penggunaan *Turning Vane* pada Sisi *Inlet Duct*". Tesis ITS, Hal; 1-105.

LAMPIRAN

A. Distribusi Temperatur Penampang Vertikan Z = 0,1

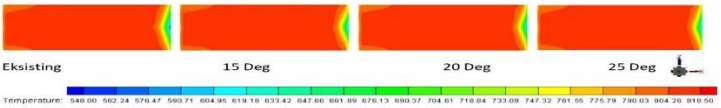


B. Distribusi Temperatur Penampang Vertikan Z = 5,1

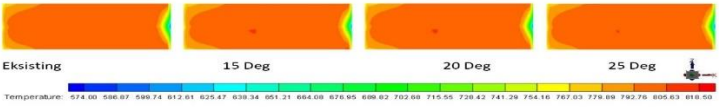


C. Distribusi Temperatur pada *Heat Exchanger*

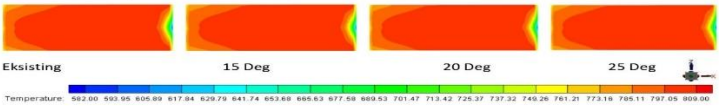
- Inlet HP *Superheater* 2



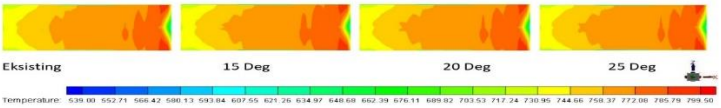
- Outlet HP *Superheater* 2



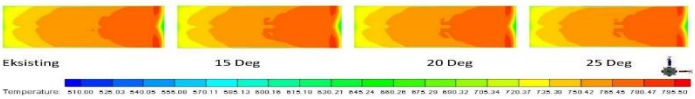
- Inlet HP *Superheater* 1



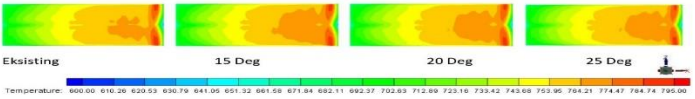
- Outlet HP *Superheater* 1



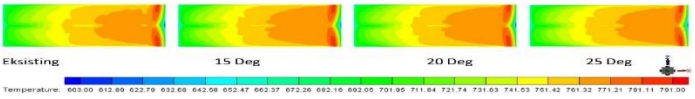
- Inlet HP *Evaporator*



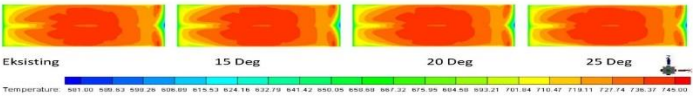
- Outlet HP *Evaporator*



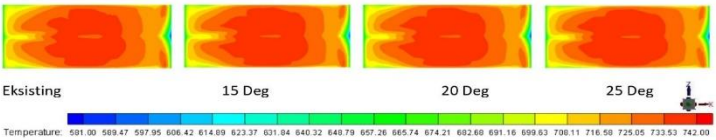
- Inlet LP *Superheater*



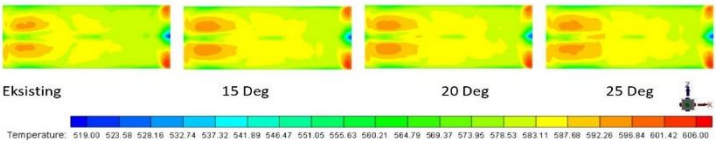
- Outlet LP *Superheater*



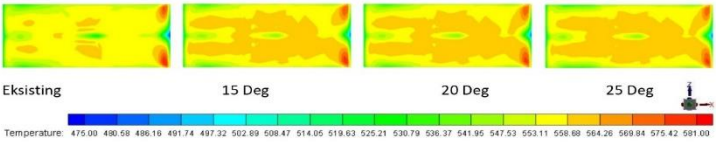
- Inlet HP *Economizer*



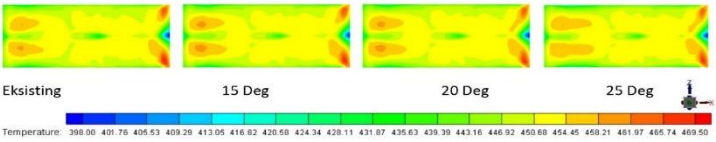
- Outlet HP *Economizer*



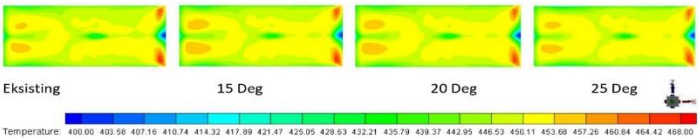
- Inlet LP *Evaporator*



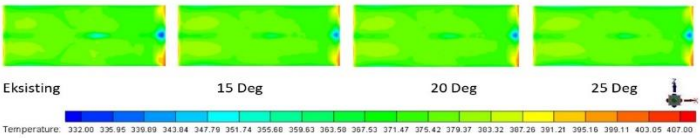
- Outlet LP *Evaporator*



- Inlet LP *Economizer*

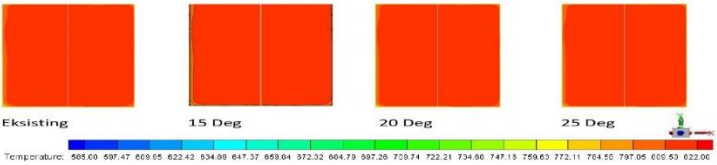


- Outlet LP *Economizer*

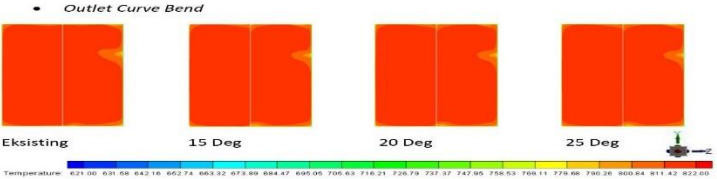


D. Distribusi Temperatur pada *Ducting*

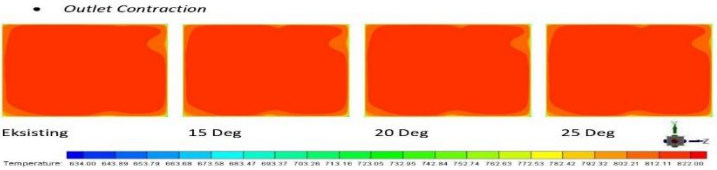
- *Inlet Curve Bend*

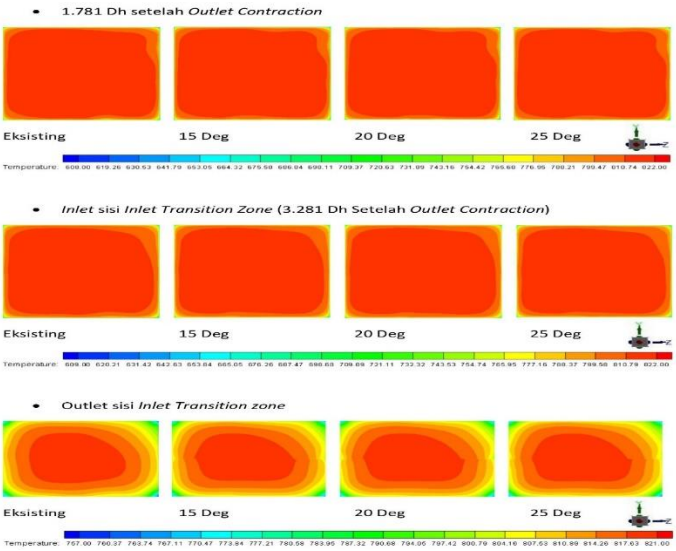


- *Outlet Curve Bend*



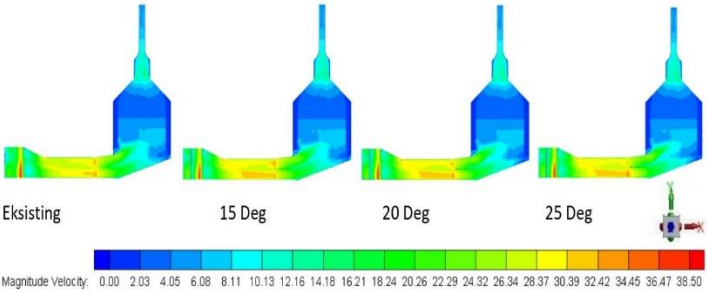
- *Outlet Contraction*



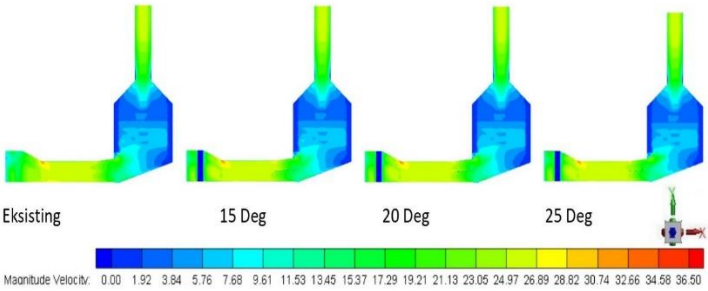


E. Distribusi Kecepatan pada Penampang Vertikal

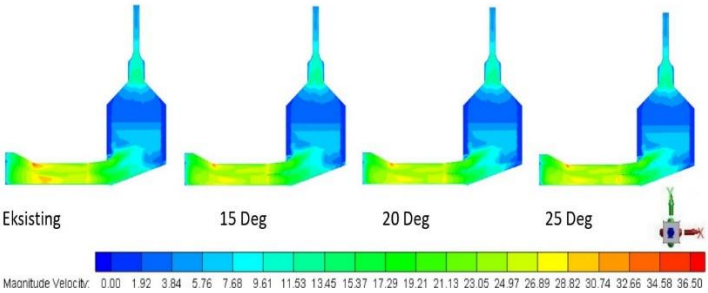
- *Iso-Surface* Z=0.1



- *Iso-Surface* Z=2.6

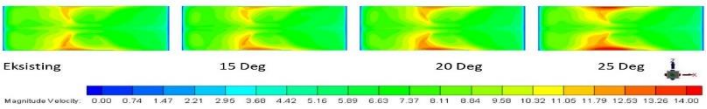


- *Iso-Surface* Z=5.1

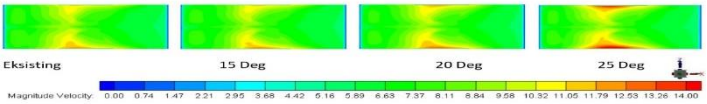


F. Distribusi Kecepatan pada *Heat Exchanger*

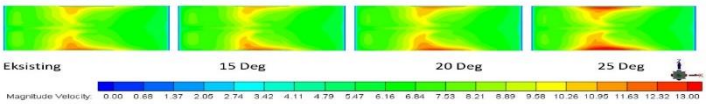
- Inlet HP *Superheater* 2



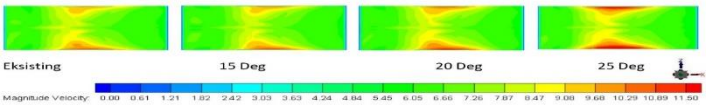
- Outlet HP *Superheater* 2



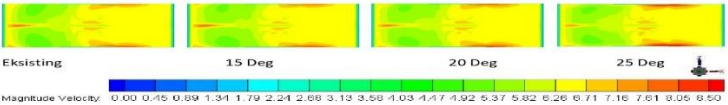
- Inlet HP *Superheater* 1



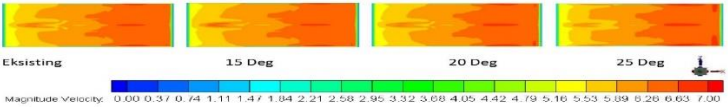
- Outlet HP *Superheater* 1



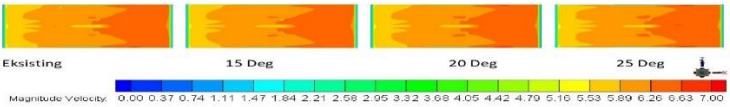
- Inlet HP *Evaporator*



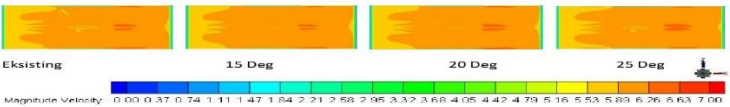
- Outlet HP *Evaporator*



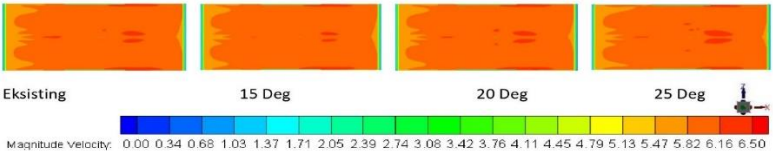
- Inlet LP *Superheater*



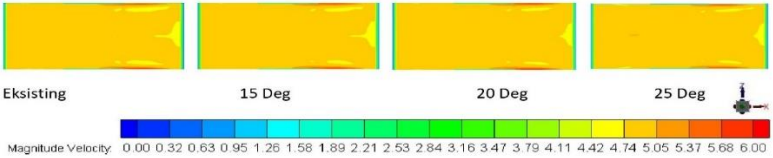
- Outlet LP *Superheater*



- Inlet HP *Economizer*

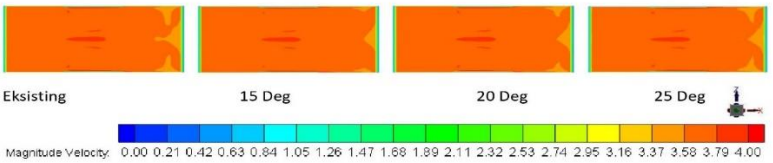


- Outlet HP *Economizer*

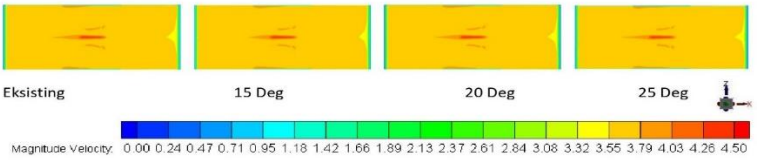


- Inlet LP *Evaporator*

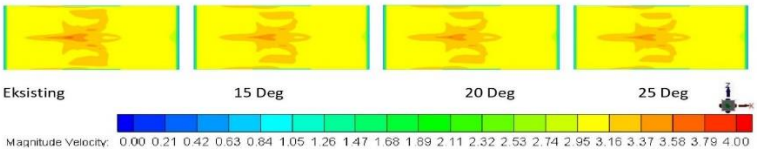
- Outlet LP *Evaporator*



- Inlet LP *Economizer*

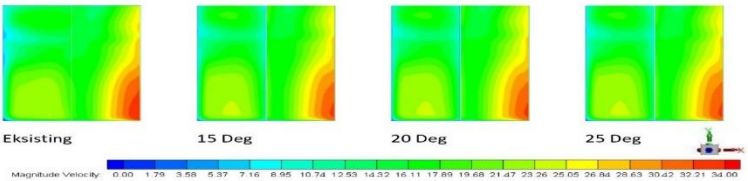


- Outlet LP *Economizer*

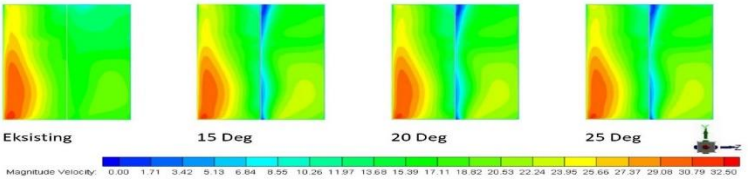


G. Distribusi Kecepatan pada *Ducting*

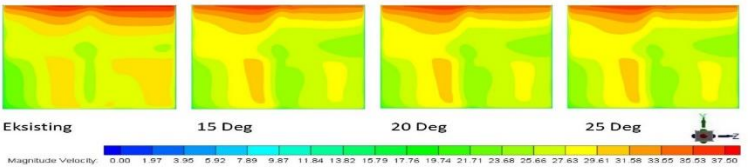
- *Inlet Curve Bend*



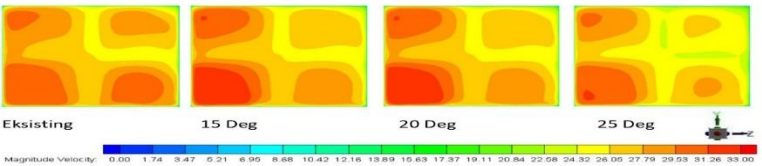
- *Outlet Curve Bend*



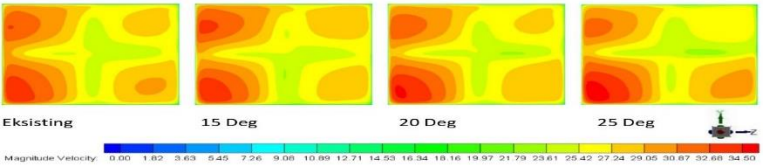
- *Outlet Contraction*



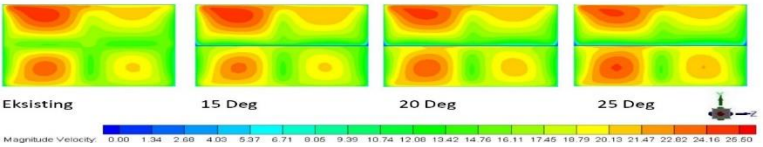
- 1.781 Dh setelah *Outlet Contraction*



- *Inlet* sisi *Inlet Transition Zone* (3.281 Dh Setelah *Outlet Contraction*)



- Outlet sisi *Inlet Transition zone*



Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS

Penulis dengan nama lengkap Adib Satriawan, dilahirkan di kota Surabaya pada tanggal 12 September 1998 dan dibesarkan di Kota Mojokerto. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan Bapak Agus Sulistijono dan Ibu Chamidah. Pendidikan formal yang telah ditempuh dimulai dari sekolah dasar di SDN Gedongan I Kota Mojokerto, kemudian melanjutkan ke sekolah menengah pertama di SMP Negeri 1 Kota Mojokerto dan setelah itu melanjutkan ke sekolah menengah atas di SMA Negeri 1 Sooko Kabupaten Mojokerto. Penulis melanjutkan jenjang pendidikan Strata-1 ke Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2016. Apabila ada yang ingin berdiskusi dan ada masukan serta saran tentang studi ini dapat menghubungi email : adib.satriawan123@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan