



TESIS-TM185400

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN DAN
PERPINDAHAN PANAS UNTUK PEMILIHAN MATERIAL
SUPERHEATER DAN REHEATER BOILER USC 1000 MW**

**RONNY CHRISTIAN SIRAIT, ST
NRP. 02111750078001**

**DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Eng. Ir. PRABOWO M.Eng**

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

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)



TESIS-TM185400

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN DAN
PERPINDAHAN PANAS UNTUK PEMILIHAN MATERIAL
SUPERHEATER DAN REHEATER BOILER USC 1000 MW**

**RONNY CHRISTIAN SIRAIT, ST
NRP. 02111750078001**

**DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Eng. Ir. PRABOWO M. Eng**

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

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)



THESIS-TM185400

**NUMERICAL STUDY OF FLOW AND HEAT TRANSFER
CHARACTERISTICS FOR MATERIALS SELECTION
SUPERHEATER AND REHEATER BOILER USC 1000 MW**

**RONNY CHRISTIAN SIRAIT, ST
NRP. 02111750078001**

**SUPERVISOR
Prof. Dr. Eng. Ir. PRABOWO M.Eng**

**Master Program
Field Study of Energy Management
In Cooperation With PT. Indonesia Power
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

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

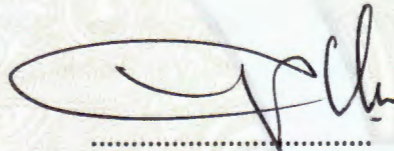
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
RONNY CHRISTIAN SIRAIT
02111750078001

Tanggal Ujian: 18 Januari 2020
Periode Wisuda: Maret 2020

Disetujui oleh:
Pembimbing:

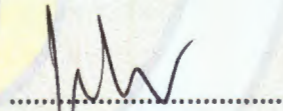
1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng
NIP 1972004051997021001



.....

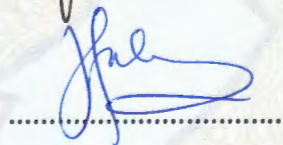
Penguji:

1. Dr. Eng. Sutikno, S.T., M.T.
NIP 197407032000031001



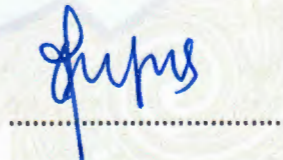
.....

2. Fahmi Mubarak, S.T., MSc., Ph.D
NIP 197801152003121002



.....


3. Suwarno, S.T., MSc., Ph.D
NIP 198005202005011003



.....

Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem




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

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

Studi Numerik Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas Untuk Pemilihan Material *Superheater* Dan *Reheater Boiler* USC1000 MW

Mahasiswa Nama : RONNY CHRISTIAN SIRAIT, ST

Mahasiswa ID : 02111750078001

Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo M. Eng

ABSTRAK

Kebutuhan masyarakat Indonesia akan tenaga listrik terus meningkat, hal ini membuat perusahaan pembangkit tenaga listrik milik negara mencari alternatif pembangkit listrik yang efisien yang efisien, handal dan ekonomis oleh sebab itu dibangunlah berbagai Pusat Listrik Tenaga Uap (PLTU), pembangkit lainnya dengan teknologi terbaru sebagai bagian dari program strategis nasional 35.000 MW oleh pemerintah RI.

Saat ini, perusahaan sedang mengelola proyek pembangunan PLTU USC 2 x 1000 MW yang dilaksanakan di Banten, sehingga perlu untuk meneliti tentang Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas *Design Superheater* dan *Reheater Boiler* dengan teknologi terbaru tersebut. Pembangkit dengan teknologi terbaru semacam ini akan semakin banyak dikembangkan di Indonesia pada masa depan. Tesis ini menggunakan pendekatan numerik *Computational Fluid Dynamic* (CFD) untuk memperoleh karakteristik aliran flue gas dan perpindahan panas ke *tube boiler* pada *superheater* dan *reheater* serta distribusi temperaturnya pada berbagai kondisi yang akan digunakan sebagai acuan mengevaluasi *boiler detail design Ultra Super Critical Coal Fired Power Plant* yang akan diajukan oleh pihak EPC.

Berdasarkan hasil penelitian diperoleh temperatur tertinggi pada *reheater*, *tube* no 23, daerah yang *paling tinggi berada pada sudut* $\theta \approx 30^{\circ}$ dengan nilai $T \approx 893,853$ K, dan yang terendah berada pada *tube* no 53 pada $\theta \approx 150^{\circ}$ dengan nilai $T \approx 873,584$ K dan material *tube boiler* yang lebih direkomendasikan yaitu ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H yang diperkirakan memiliki *life time for creep (time to rupture)* diatas 37 Tahun 3 Bulan (124.13 % dari kebutuhan teknis) Dengan batasan kenaikan temperature $\approx 2^{\circ}\text{C}$, juga telah mempertimbangkan *steam side oxide scale dan exfoliation*. Penggunaan material *Super 304 H* dengan *treatment Shot Peening* disarankan dipergunakan untuk meningkatkan ketahanan terhadap oksidasi meningkatkan umur terhadap *fatigue (fatigue life)*, kekerasan, ketahanan (*durability*), pengurangan *porosity* dan ketahanan terhadap *stress corrosion cracking*

Kata kunci : *Boiler*, Perpindahan Panas, *Ultra Super Critical*, *Material Tube*, *Computational Fluid Dynamic (CFD)*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

Numerical Study of Flow Characteristics and Heat Transfer for Materials Selection Superheater And Reheater Boiler USC1000 MW MW

Student Name : RONNY CHRISTIAN SIRAIT, ST
Student ID : 02111750078001
Supervisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo M. Eng

ABSTRACT

Indonesian electricity demand will continue to increase, this causes the state-owned electricity generation company looking for an efficient, reliable and economical alternative, therefore various Steam Power Plants (CFSP), and other power plants are built with the latest technology as part of the national strategic program of 35,000 MW by the Indonesian government.

The company is managing a project for the construction of the CFSP USC 2 x 1000 MW in Banten, so the authors need to examine the flow characteristics and heat transfer Design of the Boiler Superheater and Reheater with the latest technology. Steam Generators with the latest technology of this kind will be increasingly developed on Indonesia in the future. The thesis uses a numerical approach to Computational Fluid Dynamic (CFD) to obtain the characteristics of flue gas flow and heat transfer to the *tube* boiler and the distribution in various conditions that will be used as a reference evaluating the boiler detail design Ultra Super Critical Coal Fired Power Plant which will be submitted by the EPC

Based on the research obtained the highest temperature in the reheater, tube no 23, at angle $\theta \approx 30^\circ$, tube temperature $T \approx 893,853$ K, and the lowest is in tube no 53 at $\theta \approx 150^\circ$, tube temperature $T \approx 873,584$ K and the more recommended boiler tube material is ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H which is estimated to have life time for creep (time to rupture) above 37 years 3 months (124.13% of technical requirements). The temperature increase limit $\approx 2^\circ\text{C}$, it considered steam side oxide scale dan exfoliation. The use of Super 304 H material with Shot Peening treatment is recommended to be used to increase oxidation resistance, increase life span for fatigue, hardness, durability, reduce porosity and stress corrosion cracking resistance.

Keywords: Boiler, Heat Transfer, Ultra Super Critical, Tube Material, Computational Fluid Dynamic (CFD)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

KATA PENGANTAR

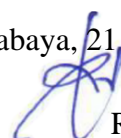
Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan segala rahmat dan karunia-Nya sehingga dapat menyelesaikan penulisan tesis berjudul “ Studi Numerik Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas Untuk Pemilihan Material *Superheater* Dan *Reheater Boiler* USC 1000 MW” disusun untuk menyelesaikan Program Pasca Sarjana (S-II) Manajemen Energi Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), sarana untuk berbagi pengetahuan dan meningkatkan kompetensi pegawai dalam melaksanakan program perusahaan dalam proyek pembangunan PLTU Jawa 9-10 USC 2 x1000 MW yang pada akhirnya diharapkan dapat meningkatkan kinerja Perusahaan

Selama proses pelaksanaan dan pembuatan tesis ini, penulis banyak mendapatkan bantuan, dukungan, dan bimbingan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada Yth:

1. Bapak/Ibu Yth Dewan Direksi, Management PT. Indonesia Power (PT. IP) dan PT. Indo Raya Tenaga (PT. IRT) yang telah memberikan kesempatan studi S2 Manajemen Energi Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).
2. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.eng sebagai dosen pembimbing atas segala bimbingan dan arahnya, Bapak Dr. Eng.Sutikno, Bapak Fahmi Mubarak dan Bapak Phd, Suwarno Ph.D sebagai dosen penguji atas segala masukannya
3. Bapak Kardi Bin Kasiran sebagai Ketua Tim Proyek Lapangan Penyiapan Lahan PLTU Jawa 9-10 / Deputi GM Intergrasi PT. IRT dan Bapak M. Juanhar sebagai Manager Engineer PT. IRT sebagai atasan penulis yang sangat mendukung perkuliahan penulis selama ini
4. Seluruh civitas Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), khususnya bapak/ibu dosen Pasca Sarjana Manajemen Energi ITS serta seluruh bapak/ibu dosen dan pegawai Jurusan Teknik Mesin ITS
5. Seluruh rekan seangkatan mahasiswa/i Program Pasca Sarjana Manajemen Energi ITS, rekan Tim Proyek Lapangan Penyiapan Lahan PLTU Jawa 9-10, Manajemen dan seluruh pegawai divisi KOR, Div Talenta. KP, Unit Pembangkit Suralaya, Unit Proyek (UPR) PT. PT. Indonesia Power, PT. Indo Raya Tenaga serta Pihak – pihak lainnya yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa laporan tesis ini masih belum sempurna, Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun. Penulis berharap laporan tesis ini dapat menambah wawasan dan bermanfaat bagi PT. Indonesia Power, PT. Indo Raya Tenaga, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), dan masyarakat pada umumnya.

Surabaya, 21 Januari 2020

 Penulis
Ronny CS

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR LAMPIRAN	xv
KATA PENGANTAR	xvii
1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Relevansi dan Manfaat Hasil Penelitian	4
2. KAJIAN PUSTAKA	5
2.1 Sistem pada <i>boiler</i>	5
2.1.1 Fungsi <i>Boiler</i>	5
2.1.2 Komponen Utama <i>Boiler</i>	6
2.1.3 Pengelompokan <i>Boiler</i>	9
2.1.4 Prinsip kerja <i>Boiler</i> dan PLTU	14
2.1.5 Mekanisme kerusakan <i>tube boiler</i>	17
2.2 Perpindahan Panas (<i>Heat Transfer</i>) dan <i>Life Time Tube</i>	21
2.2.1 Perpindahan Panas Konduksi	21
2.2.2 Perpindahan Panas Radiasi	22
2.2.3 Perpindahan Panas Konveksi	23
2.2.4 Perhitungan prakiraan sisa umur <i>tube</i>	29
2.3 Tinjauan pustaka (<i>Literature Review</i>)	31

3. METODOLOGI PENELITIAN	45
3.1 Metode Geometri	45
3.2 Tahap Pre Processing	46
3.2.1 Pembuatan Model	46
3.2.2 Pemberian meshing	48
3.2.3 Pengaturan Kondisi Batas	50
3.3 Pengaturan tahap solver	50
3.3.1 <i>Model Solver</i>	51
3.3.2 <i>Model viscous</i>	52
3.3.3 Tipe Material	53
3.3.4 Kondisi Batas (<i>Boundry Condition</i>)	53
3.3.5 Pengendalian Solusi (<i>Solution Control</i>)	55
3.3.6 Pengamatan Residual (<i>Monitor Residual</i>)	56
3.3.7 Inisialisasi solusi	57
3.4 Tahap <i>Post Processing</i>	57
3.5 Diagram Alir (<i>flow chart</i>) Penelitian	58
3.6 Rencana Kerja dan Jadwal Kerja Penelitian	59
4 HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	61
4.1 Susunan Umum Tube Boiler	61
4.2 Karakteristik Aliran	64
4.3 Karakteristik Temperature Pipa	73
4.4 Perhitungan <i>Lifetime</i> Dan Pemilihan Material Tube	80
5. KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	89
5.2 Saran	90
DAFTAR PUSTAKA	91
LAMPIRAN	85
BIOGRAFI PENULIS	109

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1: Komponen utama <i>boiler</i>	9
Gambar 2.2: Pengelompokan <i>boiler</i> berdasarkan tekanan dan temperatur kerja uapnya	10
Gambar 2.3: Ilustrasi <i>boiler sub critical</i>	11
Gambar 2.4: Ilustrasi <i>boiler super critical</i>	12
Gambar 2.5: Ilustrasi <i>boiler Ultra Super Critical</i>	13
Gambar 2.6: Proses Produksi Energi Listrik PLTU	14
Gambar 2.7: <i>Pareto</i> dan <i>cause code production loss</i> PLTU	17
Gambar 2.8: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>overheat</i>	19
Gambar 2.9: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>stress corrosion cracking</i> dan <i>high temperature corrosion</i>	19
Gambar 2.10: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>erosi soot blower dan fly ash</i>	19
Gambar 2.11: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>fatigue thermal expansion</i>	20
Gambar 2.12: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>exfoliation scale oksida dan disbonding dismilliar metal weld</i>	20
Gambar 2.13: Kerusakan <i>tube</i> akibat <i>welding defects</i>	20
Gambar 2.14: Proses perpindahan panas konduksi	21
Gambar 2.15: <i>Boundary layer</i> pada perpindahan panas konveksi	23
Gambar 2.16: Formasi <i>boundry layer</i> dan pemisahannya pada <i>cross flow</i>	25
Gambar 2.17: Efek turbulensi pada proses pemisahan aliran	26
Gambar 2.18: Aliran berlawanan pada kelompok pipa (<i>bank of tubes</i>)	27
Gambar 2.19: Susunan <i>tube</i> (a) <i>aligned</i> ; (b) <i>staggered</i>	27
Gambar 2.20: Kondisi aliran untuk susunan <i>tube</i> (a) <i>Aligned</i> ; (b) <i>staggered</i>	28
Gambar 2.21: Kurva creep stages dan pengaruh <i>temperature pada creep</i>	30
Gambar 2.22. Ilustrasi struktur mikro tube menunjukkan crack dan creep cavities	30
Gambar 2.23: Sistem pemantauan suhu <i>reheater</i>	31
Gambar 2.24: Temperatur <i>flue gas</i> pada area <i>reheater</i>	32
Gambar 2.25: Temperatur metal reheater hasil pengukuran dibandingkan dengan hasil simulasi pada beban 100 %	33
Gambar 2.26: Temperatur <i>metal reheater</i> dibandingkan dengan hasil simulasi pada beban 60 %	33

Gambar 2.27: (a) Variasi <i>xii</i> temperature uap pada <i>outlet evaporator</i> ; (b) Variasi tekanan fluida	34
Gambar 2.28: (a) Variasi laju aliran fluida; (b) Variasi <i>xii</i> temperature fluida	34
Gambar 2.29: (a) Variasi <i>xii</i> temperature flue gas ; (b) Variasi <i>xii</i> temperature udara pembakaran	35
Gambar 2.30: Model <i>finite element area</i> dan <i>mesh</i> ; 1- uap, 2- <i>boundary layer</i> sisi uap, 3- tube, 4-lapisan abu slagging, 5- <i>boundary layer</i> sisi flue gas, 6- area <i>flue gas</i>	37
Gambar 2.31: Gambar <i>temperature flue gas</i> pada potongan area <i>superheater</i>	37
Gambar 2.32: Distribusi <i>temperature tube</i> pada <i>first stage superheater</i>	38
Gambar 2.33: Grafik Parameter Larson Miller berbagai material	39
Gambar 2.34: Grafik <i>mechanical properties</i> super 304	40
Gambar 2.35: Grafik kurva creep super 304	40
Gambar 2.36: (a) Grafik <i>pertumbuhan oxide</i> pada <i>temperature 600 °C</i> , (b) Grafik <i>pertumbuhan oxide</i> pada <i>temperature 650 °C</i>	41
Gambar 2.37: (a) Distribusi <i>temperature</i> pada <i>cross section tube</i> dengan <i>oxide scale</i> pada separuh sisi atas dan tanpa <i>oxide scale</i> pada separuh sisi bawah, (b) Distribusi <i>temperature maximum; steel</i> tanpa <i>oxide scale</i> (garis solid) dan <i>steel</i> tanpa <i>oxide scale</i> (garis putus-putus)	43
Gambar 3.1: Geometri model <i>boiler</i>	47
Gambar 3.2: Gambar 3.2: Geometri arah aliran boiler	48
Gambar 3.3: Proses <i>meshing boiler</i>	49
Gambar 3.4: Diagram alir (<i>flow chart</i>) Penelitian	58
Gambar 3.5: Rencana Kerja dan Jadwal Kerja Penelitian	59
Gambar 4.1: Susunan tube superheater 1	62
Gambar 4.2: Susunan tube superheater 2	62
Gambar 4.3 Susunan tube reheater	63
Gambar 4.4: Karakteristik aliran distribusi <i>temperature</i>	64
Gambar 4.5: Karakteristik aliran distribusi <i>velocity</i>	65
Gambar 4.6: Karakteristik aliran distribusi <i>velocity</i>	66
Gambar 4.7: Karakteristik aliran distribusi <i>streamline</i> aliran	66
Gambar 4.8: <i>Countour velocity</i> penampang 2 dimensi sekitar SH1 dan SH2	67
Gambar 4.9: <i>Countour velocity</i> dan <i>temperature</i> penampang 2 dimensi sekitar RH	67

Gambar 4.10: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 73</i> variasi θ tube	68
Gambar 4.11: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 63</i> variasi θ tube	69
Gambar 4.12: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 53</i> variasi θ tube	69
Gambar 4.13: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 73, 63, 53</i> variasi θ tube	70
Gambar 4.14: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 48, 38, 28</i> variasi θ tube	71
Gambar 4.15: Grafik <i>velocity</i> sekitar <i>tube no: 23, 13, 03</i> variasi θ tube	71
Gambar 4.16: Grafik <i>temperature tube superheater</i> pada variasi beban pembangkit	73
Gambar 4.17: <i>Countour temperature</i> penampang 2 dimensi sekitar SH1 dan SH2	74
Gambar 4.18: <i>Countour temperature</i> penampang 2 dimensi sekitar RH	74
Gambar 4.19: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 73</i> variasi θ tube	75
Gambar 4.20: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 63</i> variasi θ tube	76
Gambar 4.21: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 53</i> variasi θ tube	76
Gambar 4.22: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 73, 63, 53</i> variasi θ tube	77
Gambar 4.23: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 48, 38, 28</i> variasi θ tube	77
Gambar 4.24: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 23, 13, 03</i> variasi θ tube	78
Gambar 4.25: Grafik <i>temperature</i> sekitar <i>tube no: 21, 23, 13, 03</i> variasi θ tube	79
Gambar 4.26: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube TP347HFG</i>	81
Gambar 4.27: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube Super 304H</i>	83
Gambar 4.28: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> berbagai material	84
Gambar 4.29: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan 0,16 0C	85
Gambar 4.30: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan 2 0C	86

Gambar 4.31: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan 5 0C	87
Gambar 4.32: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan 10 0C	87
Gambar 4.33: Grafik <i>time to failure (rupture time) tube</i> dengan berbagai kenaikan <i>temperature</i>	88
Gambar 6.1: Prakiraan pertumbuhan kebutuhan energi listrik hingga 2028	91
Gambar 6.2 Prakiraan pertumbuhan berbagai parameter energi hingga 2028	91
Gambar 6.3: Rencana Penambahan Pembangkit Listrik	92
Gambar 6.4: Proyeksi Bauran Energi Pembangkit Listrik Hingga 2026	92
Gambar 6.5: Sasaran Utama perusahaan hingga Tahun 2021	93
Gambar 6.6: Target Penurunan Biaya Pokok Produksi	93
Gambar 6.7: Geometri model boiler	94
Gambar 6.8: Examine Kualitas Mesh	95
Gambar 6.9: Scaled Residual simulasi konvergen	96
Gambar 6.10: Data temperature berbagai varian mesh	96
Gambar 6.11: Grafik Parameter Larson Miller Berbagai Material	104

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Kontanta untuk nilai C dan m	26
Tabel 2.2 Pengukuran ketebalan <i>oxide</i> (μm) di permukaan dalam tube pada <i>temperature</i> 600 °C	42
Tabel 2.3 Tabel Pengukuran ketebalan <i>oxide</i> (μm) di permukaan dalam tube pada <i>temperature</i> 650 °C	42
Tabel 3.1 Parameter ukuran utama geometri pada <i>software CFD</i>	46
Tabel 3.2 Parameter <i>solver</i> pada <i>software CFD</i>	51
Tabel 3.2 Parameter model <i>viscous</i> pada <i>software CFD</i>	52
Tabel 3.3 Parameter material pada <i>software CFD</i>	53
Tabel 3.4 Parameter kondisi batas <i>inlet</i> pada <i>software CFD</i>	54
Tabel 3.5 Parameter kondisi batas <i>outlet</i> pada <i>software CFD</i>	54
Tabel 3.6 Parameter kondisi batas <i>superheater tube</i> pada <i>software CFD</i>	55
Tabel 3.7 Parameter kondisi batas <i>reheater tube</i> pada <i>software CFD</i>	55
Tabel 3.8 Pengamatan residual	56
Tabel 3.9 Inisialisasi solusi	57
Tabel 4.1 Alternatif material <i>tube boiler</i>	80
Tabel 4.2 Alternatif material <i>tube boiler</i> TP347HFG	81
Tabel 4.3 Alternatif material <i>tube boiler</i> Super 304H	82
Tabel 6.1. <i>Temperature average tube superheater 1</i>	100
Tabel 6.2. <i>Temperature average tube superheater 2</i>	100
Tabel 6.3. <i>Temperature average tube Reheater</i>	100
Tabel 6.4. Perbandingan <i>velocity V/ V inlet area superheater 1</i>	101
Tabel 6.5. Perbandingan <i>velocity V/ V inlet area superheater 2</i>	101
Tabel 6.6 Perbandingan <i>velocity V/ V inlet area reheater</i>	101
Tabel 6.7. Perbandingan <i>temperature tube subcritical dan Ultra Super Critical</i>	102

Tabel 6.8 Perbandingan <i>temperature tube area superheater 1</i>	102
Tabel 6.9 Perbandingan <i>temperature tube area superheater 2</i>	102
Tabel 6.10. Perbandingan <i>temperature tube area reheater</i>	103
Tabel 6.11. <i>Time to failure (rupture time) tube</i> dengan <i>temperature normal</i>	105
Tabel 6.12. <i>Time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan <i>temperature 0,16 °C</i>	105
Tabel 6.13. <i>Time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan <i>temperature 2 °C</i>	105
Tabel 6.14. <i>Time to failure (rupture time) tube</i> dengan kenaikan <i>temperature 5 °C</i>	106

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Data Kondisi Energi Listrik Indonesia Berdasarkan Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT. PLN 2019-2028	91
Lampiran 2. Proyeksi Pertumbuhan Pembangkit Listrik Dan Baueran Energi Di Indonesia	92
Lampiran 3. Sasaran Utama Dan Target Penurunan BPP Perusahaan	93
Lampiran 4. Geometri Model Simulasi Boiler	94
Lampiran 5. Pemeriksaan Kualitas Mesh (< 0.92)	95
Lampiran 6. Scaled Residual Simulasi Konvergen	96
Lampiran 7. Data Hasil Simulasi CFD	97
Lampiran 8. Data Perbandingan <i>Velocity Flue Gas (V/ V inlet)</i>	99
Lampiran 9. Data Perbandingan <i>Temperature Tube</i>	100
Lampiran 10. Grafik Parameter Larson Miller Berbagai Material	102
Lampiran 11. Perhitungan <i>Estimasi Time To Rupture</i> Berbagai Material Dan Kenaikan <i>Temperature</i> Operasional	103
Lampiran 12. Material <i>Properties Super 304 H</i>	107

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Kebutuhan masyarakat Indonesia akan tenaga listrik terus meningkat, hal ini membuat perusahaan pembangkit tenaga listrik milik negara mencari alternatif pembangkit listrik yang efisien, handal dan ekonomis oleh sebab itu dibangunlah berbagai Pusat Listrik Tenaga Uap (PLTU), pembangkit energi terbarukan dan pembangkit lainnya dengan teknologi terbaru sebagai bagian dari program strategis 35.000 MW oleh pemerintah RI. PLTU adalah pembangkit yang mengandalkan energi dari uap untuk menghasilkan energi listrik. Komponen utama dari pembangkit listrik jenis ini diantaranya adalah Ketel (*Boiler/Steam Generator*) yang menghasilkan uap dengan temperatur dan tekanan tinggi kemudian dialirkan untuk memutar turbin uap yang menggerakkan *generator*. Boiler beroperasi secara terus menerus, untuk menghasilkan uap sesuai kebutuhan daya listrik yang dihasilkan PLTU, bagian-bagian *boiler* bekerja untuk mengalirkan uap panas adalah pipa *boiler (tube)*. *Wall tube* yang merupakan bagian yang mengelilingi dinding *boiler* mendapat panas dari pembakaran batu bara secara dominan melalui radiasi sedangkan *superheater*, *reheater* mengalami panas dari perpindahan panas konveksi dari gas buang ke (*flue gas*) ke pipa (*tube*). Pada pembangkit listrik teknologi terbaru dengan *boiler Ultra Super Critical* memiliki temperatur *main steam* hingga diatas 600 C dan tekanan di atas 25 MPa.

Dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya menjadi latar belakang penelitian ini diantaranya penelitian yang dilakukan oleh N. Modliński et al. 2018, yang melakukan penelitian tentang masalah operasional yang sering timbul pada pembangkit yang beroperasi pada beban bervariasi adalah panas berlebih pada lokasi tertentu karena aliran uap yang lebih rendah tingkat dan kondisi penyebaran panas yang kurang baik sering mengakibatkan *tube*

pecahSuhu pola distribusi menunjukkan bahwa pada kondisi beban 60% potensi tertinggi beban termal (*thermal load*) *reheater* terletak di tengah boiler. Temperatur maksimum pada beban 60% dan 100 % terlihat berada di area tengah dan sekitar sisi dinding *boiler*. J.Taler, et al. 2019, melakukan penelitian berjudul : “ *Mathematical Model Of A Supercritical Power Boiler For Simulating Rapid Changes In Boiler Thermal Loading*” untuk menjabarkan model matematika dari *boiler supercritical* untuk mensimulasikan perubahan di pembebanan panas *boiler* untuk salah satu pembangkit listrik yang saat ini sedang dibangun di Polandia. Karakteristik tergantung-waktu (*Time-dependent characteristics*) dikembangkan untuk laju aliran massa air, suhu, dan tekanan pada saluran masuk ECO1 dan uap pada saluran masuk RH1 untuk *start up boiler* dari keadaan dingin. Selain itu, karakteristik serupa dikembangkan untuk *start up boiler* dari kondisi hangat dan panas, serta untuk *shutdown boiler* yang dijadwalkan dan tidak terjadwal

Saat ini perusahaan pembangkit tenaga listrik milik negara sedang mengelola proyek pembangunan PLTU Jawa 9-10 USC 2 x 1000 MW yang dilaksanakan di Banten sehingga penulis perlu untuk meneliti tentang Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas *design superheater boiler* teknologi terbaru tersebut untuk memenangkan kompetisi (*merit order*) antar pembangkit listrik yang semakin ketat. Pembangkit dengan teknologi terbaru semacam ini akan semakin banyak dikembangkan di masa depan untuk memenuhi kebutuhan pembangkit listrik yang handal, efisien dan ramah lingkungan.

1.2 Perumusan Masalah

Tesis ini fokus pada studi numerik karakteristik aliran dan perpindahan panas yang diaplikasikan pada *design superheater boiler* USC 1000 MW dengan menggunakan CFD. Rumusan masalah dalam tesis ini adalah:

1. Bagaimana distribusi temperatur pada *tube boiler* yang saat ini dipakai pada *design boiler* USC 1000 MW menggunakan metode numerik

2. Bagaimana hasil simulasi simulasi CFD dibandingkan dengan data pada *design* pada dokumen *feasibility study* dan penelitian serta *literature review* yang ada

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini dilakukan pembahasan dengan fokus dan batasan tertentu agar tesis ini sesuai dengan tujuan maka diperlukan batasan-batasan masalah sebagai berikut:

1. Penelitian difokuskan pada *tube superheater* dan *reheater* pada *boiler* dengan jumlah *tube* sebanyak 25 *tube* pada setiap area
2. Kondisi gas buang (*flue gas*) dalam keadaan *transient* dengan *property* (*density*, *thermal conductivity*, viskositas dan *specific heat*) diasumsikan konstan dengan parameter yang ditentukan
3. Dinding luar *boiler* memiliki isolasi yang sangat baik, pertukaran panas dari gas buang (*flue gas*) hanya ke *tube boiler*.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial fluida diabaikan
5. Profil kecepatan pada *inlet flue gas* diasumsikan 1.505 m/s² dengan temperatur 1562 K, dan pengaruh perpindahan radiasi dari gas buang diabaikan
6. Koefisien konveksi dan temperatur pada sisi *tube* adalah konstan dan tidak ada *scaling*, atau *slagging*
7. Skala ukuran dan parameter permodelan diperkecil 0.1
8. Penelitian menggunakan *software geometry and mesh generation* dan *Software CFD (Computational Fluid Dynamics)* dengan pemilihan turbulen model standard k ϵ (SKE) dalam menjalankan simulasi *Computational Fluid Dynamic (CFD)*
9. Penggunaan data pendukung dari penelitian serta *literature review* yang ada, data operasional PLTU dan asumsi lainnya

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan studi numerik karakteristik aliran dan perpindahan panas yang diaplikasikan pada *design superheater boiler* USC 1000 MW ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui dan menganalisa karakteristik aliran *flue gas* pada *superheater boiler* USC 1000 MW.
2. Menganalisa distribusi *velocity temperature tube boiler* pada berbagai lokasi dan sudut
3. Menentukan material *tube* yang sesuai sehingga perusahaan memperoleh pembangkit dengan kinerja yang terbaik dan dapat beroperasi selama lebih dari 30 tahun

1.5 Relevansi dan Manfaat Hasil Penelitian

Manfaat yang akan diperoleh pada saat dan atau setelah penelitian ini dilakukan adalah:

1. Manfaat Finansial

Design yang dihasilkan dapat meningkatkan kinerja dan kehandalan dari boiler USC 1000 MW yang sedang dikembangkan perusahaan pembangkit tenaga listrik milik negara dan akan banyak dipergunakan di Indonesia pada masa depan. Peningkatan efisiensi pembangkit listrik sebesar 1 %, berpotensi menghasilkan profit sekitar senilaiRp 157 milyar / tahun bagi perusahaan.

2. Manfaat Non Finansial

Studi numerik karakteristik aliran dan perpindahan panas *design superheater boiler USC* 1000 MW memberikan manfaat *non-finansial* yang sangat penting, diantaranya adalah sebagai berikut:

- a. Meningkatkan citra perusahaan pembangkit tenaga listrik milik negara dan universitas sebagai perusahaan dan universitas yang mendukung pegawai dan mahasiswa untuk berkarya mengembangkan wawasan dan melaksanakan ide perbaikan berkelanjutan (*continuous learning and improvement*).
- b. Merupakan perwujudan dari misi strategis portofolio PLN Group (*Securing Business Sustainability, Optimizing Cost efficiency, Leading Industry Capabilities, Increasing Profit Contribution, Developing New Edge*)

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Sistem Pada Boiler

Boiler merupakan suatu alat dengan prinsip kerja seperti ketel, yang digunakan sebagai tempat pemanasan air (*feedwater*) menjadi uap kerja (*steam*). Di dalam *boiler* terdapat *burner* yang merupakan tempat pembakaran batu bara sebagai bahan bakar utama yang digunakan sehingga mampu menghasilkan energi panas berupa api. Api hasil pembakaran batubara tersebut digunakan untuk memanaskan air yang dialirkan melalui pipa-pipa, pemanasan air terjadi pada dinding pipa *boiler*. Hal ini dimaksudkan supaya terjadi perpindahan panas yang baik karena bidang sentuhnya lebih luas. Uap yang telah terbentuk kemudian dikumpulkan, kemudian uap akan dipisahkan dari kandungan air atau dipanaskan terus hingga menjadi uap kering.

Boiler pada PLTU Jawa 9-10 menggunakan batubara sebagai bahan bakar utamanya. Sedangkan bahan bakar pendukung adalah solar, dimana solar digunakan sebagai pematik awal (*ignition*) untuk membakar batubara dan telah dilengkapi dengan low NO_x burner, flue-gas *desulphurization* (FGD) dan *tube* dengan material *tube* yang tahan temperature dan tekanan tinggi. Bagian pemindah panas dari *boiler* terdiri dari pemanas awal (*economizer, walltube*), pemanas lanjut (*superheater*) dan pemanas ulang (*reheater*).

2.1.1 Fungsi Boiler

Boiler memiliki fungsi utama sebagai berikut:

1. Untuk memproduksi uap sesuai yang dibutuhkan, baik kuantitas maupun kualitas.
2. Sebagai alat penukar panas, tempat terjadinya perpindahan panas dari proses pembakaran bahan bakar dan udara, perpindahan secara radiasi ke *walltube*, perpindahan panas konveksi melalui *flue gas* ke *tube* dan perpindahan panas konduksi melalui *tube* ke air/uap

3. Memanaskan uap hingga panas lanjut yang dihasilkan sebelum digunakan untuk memutar turbin.
4. Memanaskan kembali uap yang telah digunakan untuk memutar turbin tekanan tinggi (*HP Turbine*) sebelum digunakan untuk memutar turbin tekanan menengah (*LP Turbine*) dan selanjutnya digunakan untuk memutar turbin tekanan rendah (*LP Turbine*).

2.1.2 Komponen Utama boiler

Komponen utama *tube boiler* secara umum terdiri dari: *Wall Tube*, *Economizer*, *Riser*, *Primary Superheater*, *Secondary Superheater*, *Reheater*.

1. Wall tube

Dinding *boiler* terdiri dari *tubes*/pipa-pipa yang disatukan oleh *membrane*, oleh karena itu disebut *Wall Tube*. Di dalam *Wall Tube* tersebut mengalir air yang akan dididihkan. Dinding pipa *boiler* adalah pipa yang memiliki ulir dalam (*Ribbed Tube*), dengan tujuan agar aliran air yang ada di *Wall Tube* turbulen, sehingga penyerapan panas lebih banyak dan merata, serta untuk mencegah terjadinya *overheating* karena penguapan awal pada dinding pipa yang menerima panas radiasi secara langsung dari ruang pembakaran.

Wall Tube mempunyai dua *Header* pada bagian bawahnya yang berfungsi untuk menyalurkan air dari *Downcomer*.

Downcomer merupakan pipa yang menghubungkan *Steam Drum* dengan bagian bawah *Low Header*. Untuk mencegah penyebaran panas dari dalam *Furnace* keluar melalui *Wall Tube*, maka akan disisi luar dari *Wall Tube* dibuat dari dinding isolasi yang terbuat dari *Mineral Fiber*. *Wall Tube* terdiri dari dua bagian, yaitu terdiri *Wall Ribbed Tube* dan *Wall Plain Tube*.

2. Economizer

Perpindahan panas yang terjadi di *Economizer* terjadi dengan arah aliran kedua fluida yang berlawanan (*counter flow*). Air

pengisi *Steam Drum* mengalir keatas menuju *Steam Drum*, sedangkan udara pemanas mengalir ke bawah adalah pipa yang digunakan untuk menyerap panas dari gas bekas sisa pembakaran kedalam *Feed Water* sebelum memasuki siklus penguapan (*Evaporator*) didalam boiler. *Economizer* berupa pipa-pipa air yang dipasang ditempat hasil laluan gas dihasil pembakaran sebelum *Air Heater*. *Economizer* terdiri dari *Economizer Inlet Header*, *Economizer Tube*, *Economizer Outlet Header*.

3. Riser

Riser Tube atas gunanya untuk meneruskan aliran air ke *Water Separator* dan meneruskan aliran uap ke *Superheater*, sedangkan *Feeder* gunanya untuk mendistribusikan air dari *Downcomer* ke *Wall Tube*.

Riser terdiri dari tiga bagian yaitu *Riser Distributor Outlet Downcomer*, *Riser Inlet Steam Drum*, Dan *Riser Outlet Steam Drum*.

4. Superheater

Superheater berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh menjadi uap panas lanjut dengan memanfaatkan gas panas hasil pembakaran. Uap yang masuk ke *Superheater* berasal dari *Steam Drum*. *Superheater* terbagi dua yaitu *Primary Superheater* dan *Secondary Superheater*.

a. Primary Superheater

Primary Superheater berfungsi menaikkan temperatur uap jenuh yang berasal hingga menjadi uap panas lanjut dengan memanfaatkan gas panas hasil pembakaran. Temperatur masuk *Primary Superheater* adalah diatas 350 °C dan temperatur keluarnya diatas 430 °C. *Primary Superheater* terdiri dari *Superheater Support Inlet Header*, *Superheater Support Tube*, *Superheater Support Outlet Header*. *Primary Superheater Inlet Header*, *Primary Superheater Tube*, *Primary Superheater*

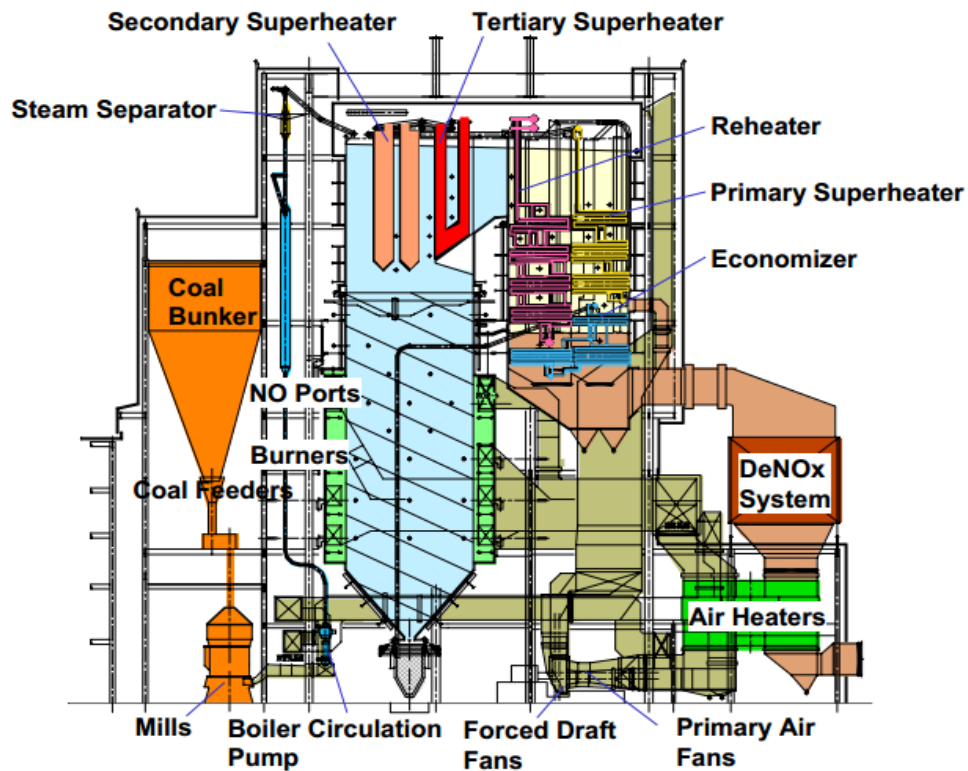
Outlet Header, Secondary Superheater Inlet Header, Secondary Superheater Tube, Secondary Superheater Outlet Header.

b. Secondary Superheater

Secondary Superheater terletak pada bagian laluan gas yang sangat panas yang ada diatas ruang bakar dan menerima panas secara langsung dari ruang bakar. Temperatur uap keluar *Secondary Superheater* 600 °C dan tekanan 26 MPa. Uap yang keluar dari *Secondary Superheater* kemudian digunakan untuk memutar *HP Turbine*.

7. Reheater

Reheater berfungsi sebagai memanaskan kembali uap yang keluar dari *HP Turbine* dengan memanfaatkan gas hasil pembakaran yang temperaturnya relatif masih tinggi. Pemanasan ini berfungsi menaikkan efisiensi sistem secara keseluruhan. Perpindahan panas yang paling dominan pada *Reheater* adalah perpindahan panas konveksi. Perpindahan panas radiasi pada *Reheater* memberikan efek yang sangat kecil sehingga proses ini diabaikan. Temperatur uap masuk *reheater* 366 °C dengan tekanan 61.9 kg/cm², temperatur uap keluaranya adalah 620 °C dengan tekanan 57.5 kg/cm². Uap ini kemudian digunakan untuk menggerakkan *IP Turbine*, langsung digunakan untuk mengatur *IP Turbine* tanpa mengalami pemanasan ulang.



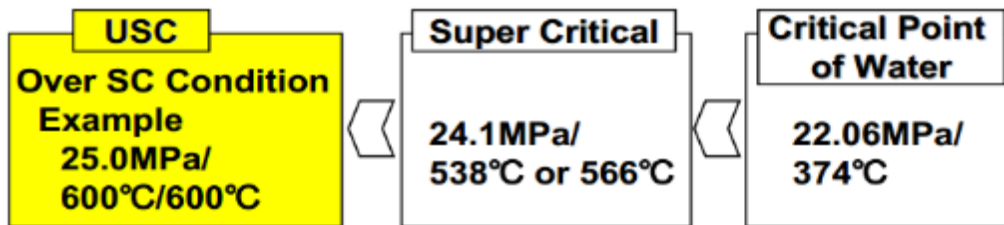
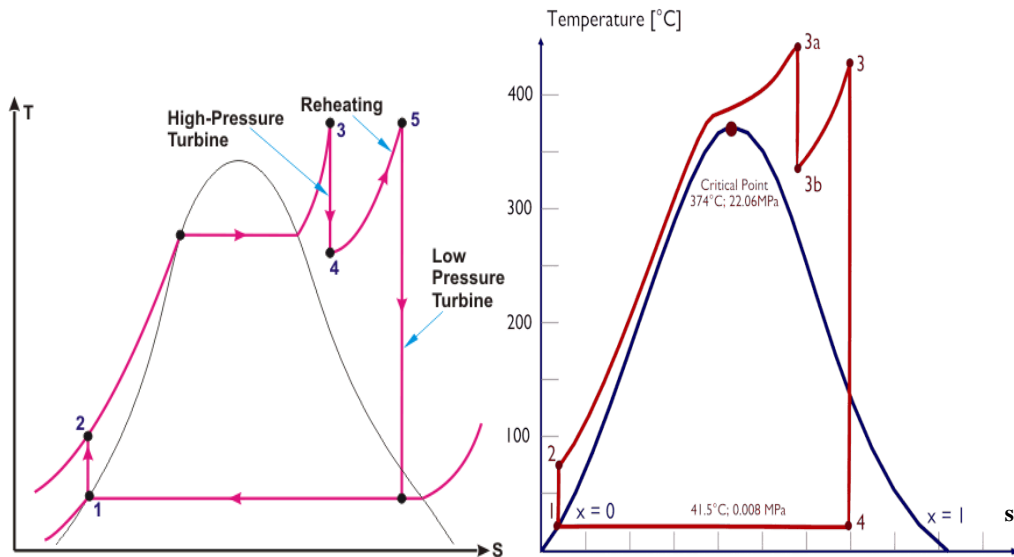
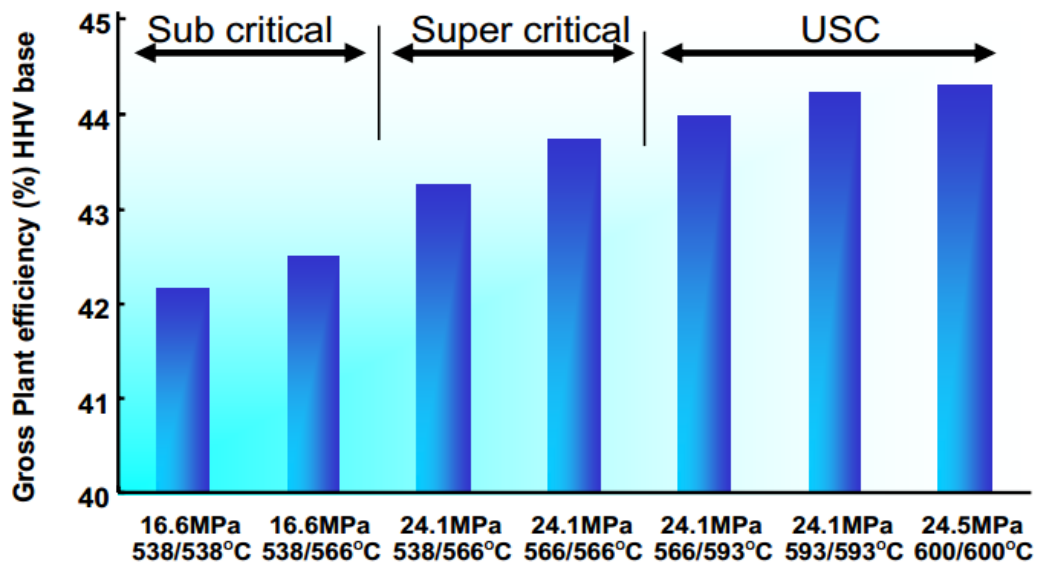
Gambar 2.1: Komponen utama *boiler* (Shimogori, Yoshio. 2004)

2.1.3 Pengelompokan *Boiler*

Pengelompokan *boiler* berdasarkan tekanan dan temperatur kerja uapnya terbagi atas:

1. *Boiler Sub Critical*
2. *Boiler Super Critical*
3. *Boiler Ultra Super Critical/Advance Ultra Super Critical*

Tekanan dan temperatur kerja yang lebih tinggi memengaruhi efisiensi dan emisi pembangkit, unit dengan teknologi *USC* memiliki *Gross Plant Efficiency (HHV)* diatas 42 %. Gambar di bawah ini menggambarkan pengelompokan *boiler* berdasarkan tekanan dan temperatur kerja uap beserta diagram T-S fluida kerjanya



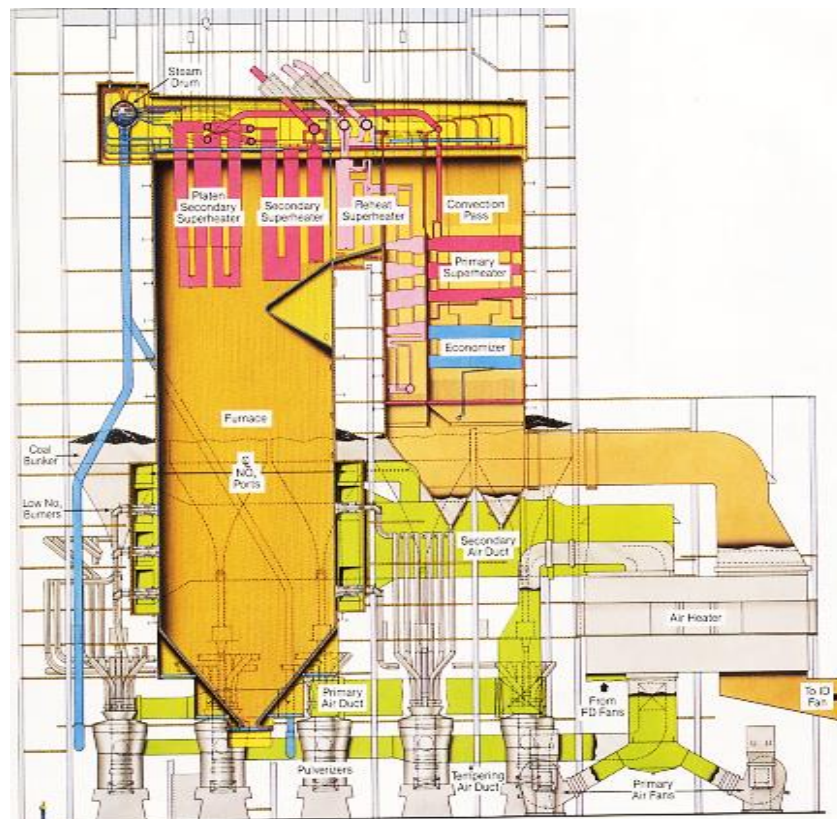
* Steam Condition shows Turbine inlet

Gambar 2.2: Pengelompokan boiler berdasarkan tekanan dan temperatur kerja uap beserta diagram T-S fluida kerjanya (Shimogori, Yoshio. 2004)

1. *Boiler Sub Critical*

Boiler sub critical merupakan *boiler* berbahan baar batu bara yang didirikan pada awalnya dan beroperasi dibawah dari tekanan kritis dan menghasilkan uap bertkanan di bawah 3.200 psi atau 22 MPa dan temperatur di bawah dari 580 °C.

Pada *boiler* tipe ini, pemisahan uap dan air berlangsung di dalam steam drum. Umumnya *boiler* ini dibangun sebelum tahun 2000. Contoh *sub critical* adalah *boiler* PLTU Suralaya, *boiler* PLTU Labuhan, *boiler* PLTU Banten 1. Berikut dibawah ini adalah gambar ilustrasi *boiler subcritical*

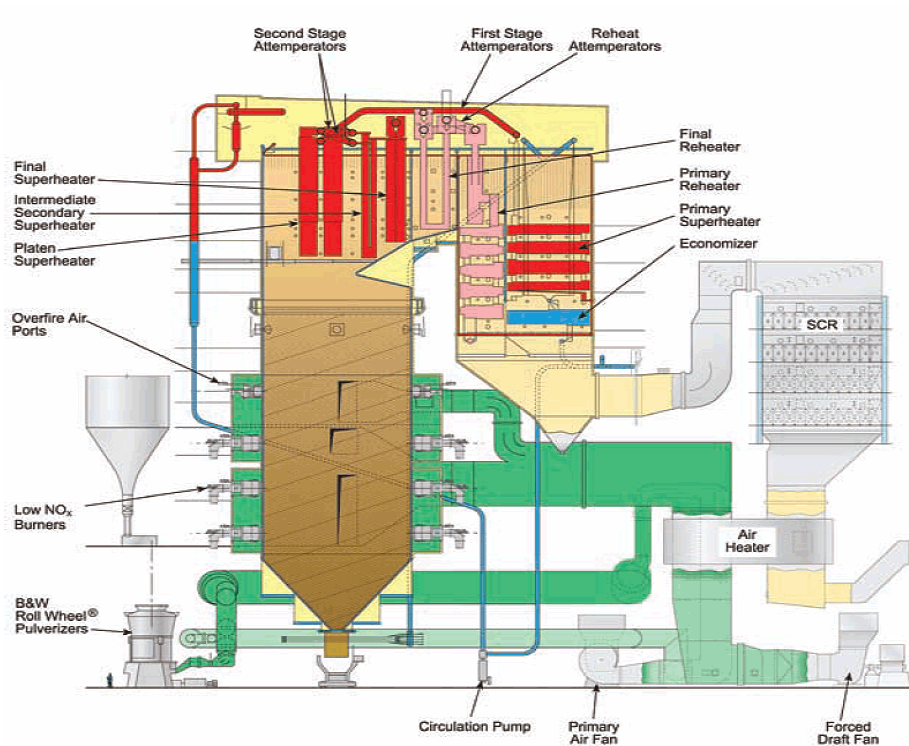


Gambar 2.3: Ilustrasi *boiler Sub Critical* (Udiklat PLN, 2017)

2. *Boiler Super Critical*

Boiler Super Critical adalah jenis *boiler* yang beroperasi pada tekanan superkritis, yang sering digunakan dalam produksi tenaga listrik. . Berbeda dengan *boiler* subkritis di mana gelembung dapat membentuk, generator

uap superkritis beroperasi pada tekanan di atas tekanan kritis 3.200 psi atau 22 MPa. Oleh karena itu, air cair segera menjadi uap, sehingga penggunaan bahan bakar sedikit kurang dan ramah lingkungan. Secara teknis, istilah "boiler" tidak tepat digunakan untuk *generator* tekanan uap superkritis karena tidak ada proses "mendidih" yang terjadi dalam perangkat. Contoh boiler ini adalah boiler PLTU Pelabuhan ratu, boiler PLTU Paiton Unit III

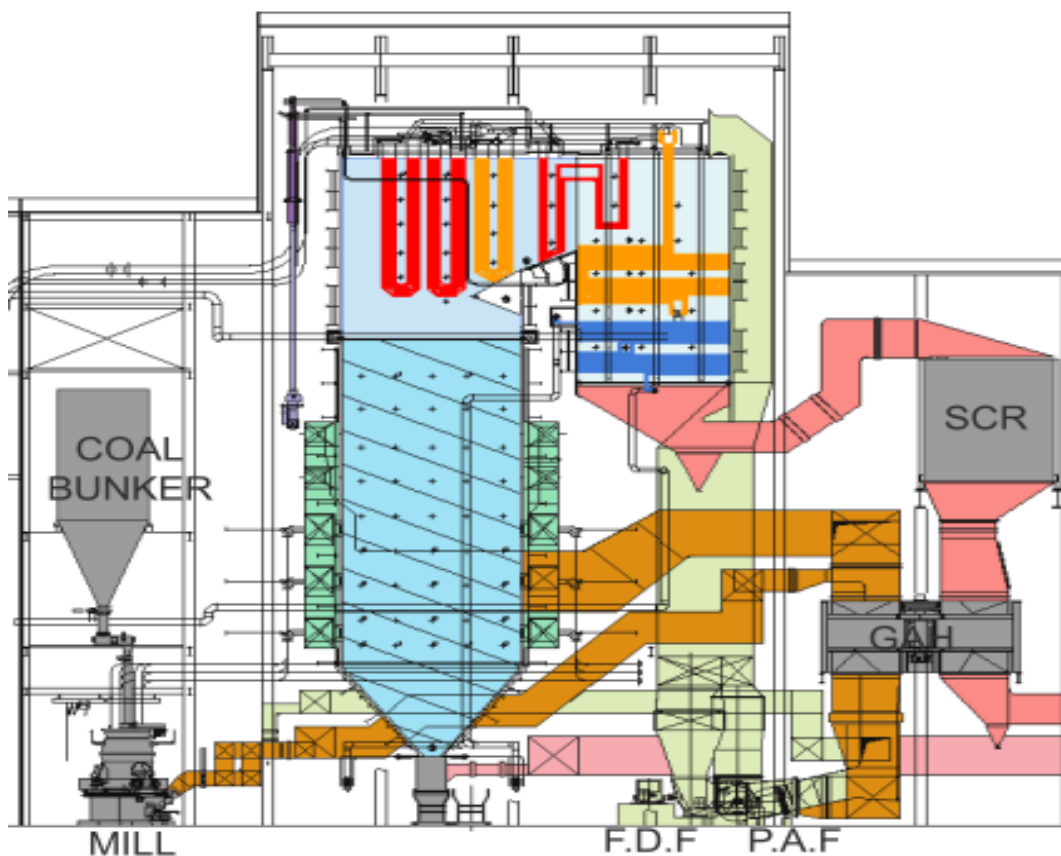


Gambar 2.4: Ilustrasi *Boiler* Super Critical (Udiklat PLN, 2017)

3. *Boiler Ultra Super Critical/Advance USC*

Sebagian besar dari pertumbuhan pembangkit listrik di dunia masih dan akan terus difokuskan pada pembangkit listrik berbahan bakar batubara hingga beberapa dekade kedepan. Pada saat yang sama ada persyaratan untuk pengurangan emisi berbahaya dari pembangkit listrik dan juga peningkatan permintaan untuk membatasi emisi gas rumah kaca (GHG). "*Clean Coal Technology*" yang dimiliki *Ultra super critical (USC)* adalah teknologi dengan efisiensi diatas 40% dan telah membuktikan kinerja yang sangat baik dan emisi yang rendah. Selama tahun 1990-an hingga saat ini

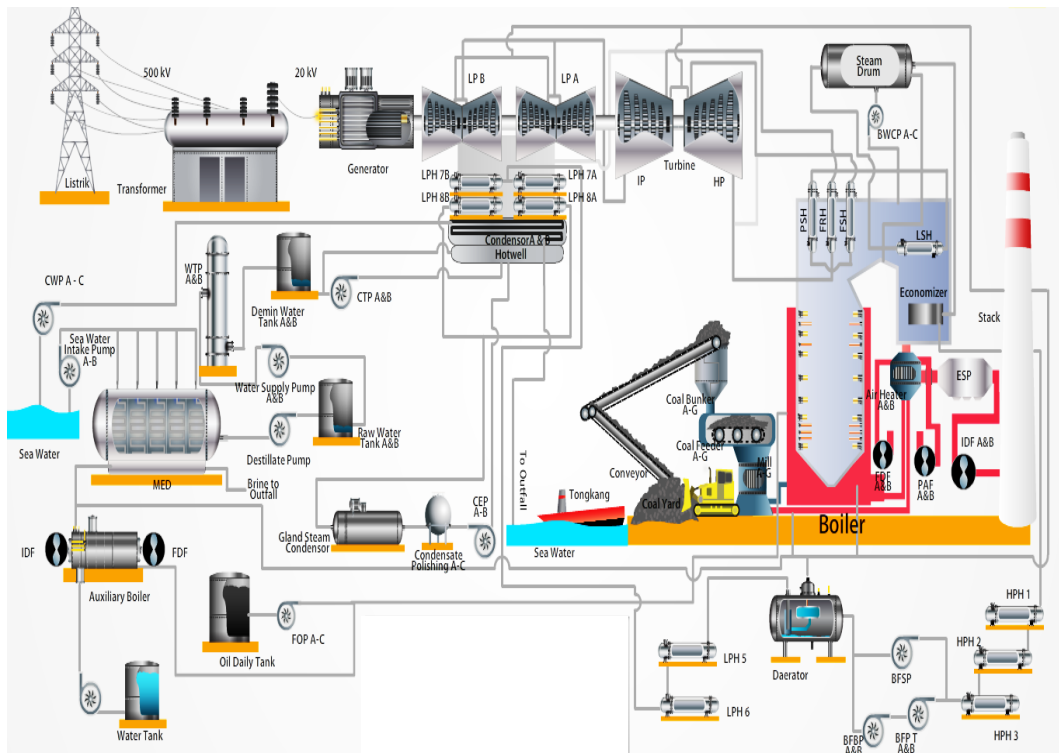
teknologi ini terus dikembangkan dari *boiler sub critical* dan *boiler super critical* dan unit yang pertama dirancang dan beroperasi komersial pada tahun 1990 an. Karakteristik dari siklus USC adalah *temperatur* dan tekanan uap diatas 600 °C/305 bar. *Boiler Advance Super Critical (AUSC)* merupakan pengembangan dari *boiler USC* yang lebih efisien dan ramah lingkungan dengan teknologi yang lebih canggih . Contoh *boiler* jenis ini yang akan di bangun di Indonesia adalah *boiler* PLTU Jawa 7, PLTU Jawa 9-10/Suralaya unit 9-10, PLTU Cirebon 2 dan PLTU Cilacap.



Gambar 2.5: Ilustrasi *boiler Ultra Super Critical* (Doosan Boiler BU, 2013)

2.1.4 Prinsip Kerja *Boiler* dan PLTU

Pada PLTU, batubara dibakar di *boiler* menghasilkan panas yang digunakan untuk mengubah air dalam pipa yang dilewatkan di *boiler* tersebut menjadi uap, yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan turbin dan memutar generator. Kinerja pembangkitan listrik pada PLTU sangat ditentukan oleh efisiensi panas pada proses pembakaran batubara tersebut, karena selain berpengaruh pada efisiensi pembangkitan, juga dapat menurunkan biaya pembangkitan. Oleh karena itu, dapat dikatakan bahwa teknologi pembakaran (*combustion technology*) dan proses perpindahan panas serta mengurangi rugi – rugi panas (*heat losses*) di *boiler* merupakan tema utama pada upaya peningkatan efisiensi PLTU



Gambar 2.6: Proses Produksi Energi Listrik PLTU (Udiklat PLN, 2017)

Batubara yang dibongkar dari kapal di *Coal Jetty* dengan menggunakan *Ship Unloader* atau dengan peralatan pembongkaran kapal itu sendiri, dipindahkan ke *hopper* dan selanjutnya diangkut dengan *conveyor* menuju penyimpanan sementara (*temporary stock*) dengan melalui *Telescopic Chute* atau dengan menggunakan

Stacker/Reclaimer atau langsung, batubara tersebut ditransfer melalui *Junction House* ke *Scrapper Conveyor* lalu ke *Coal Bunker*, seterusnya ke *Coal Feeder* yang berfungsi mengatur jumlah aliran ke *Pulverizer* dimana batubara digiling dengan ukuran yang sesuai kebutuhan menjadi serbuk yang halus. Serbuk batubara ini dicampur dengan udara panas dari *Primary Air Fan* dan dibawa ke *Coal Burner* yang menyemburkan batubara tersebut kedalam ruang bakar untuk proses pembakaran dan terbakar seperti gas untuk mengubah air menjadi uap. Udara pembakaran yang digunakan pada ruang bakar dipasok dari *Forced Draft Fan (FDF)* yang mengalirkan udara pembakaran melalui *Air Heater*. Hasil proses pembakaran yang terjadi menghasilkan limbah berupa abu dalam perbandingan 14:1. Abu yang jatuh kebagian bawah *boiler* secara periodik dikeluarkan dan dikirim ke *Ash Valley*. Gas hasil pembakaran dihisap keluar dari *boiler* oleh *Induce Draft Fan (IDF)* dan dilewatkan melalui *Electrostatic Precipitator* yang menyerap 99,5% abu terbang dan debu dengan sistem elektroda, lalu dihembuskan ke udara melalui *Stack*. Abu dan debu kemudian dikumpulkan dan diambil dengan alat *pneumatic gravity conveyor* yang digunakan sebagai material pembuat jalan, semen dan bahan bangunan (*conblok*).

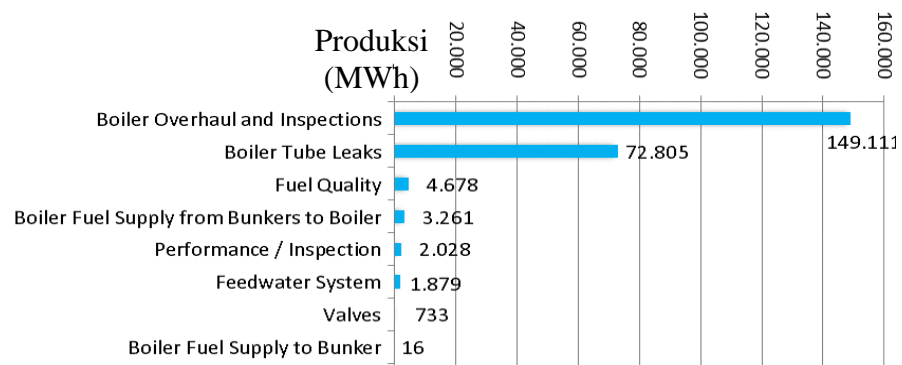
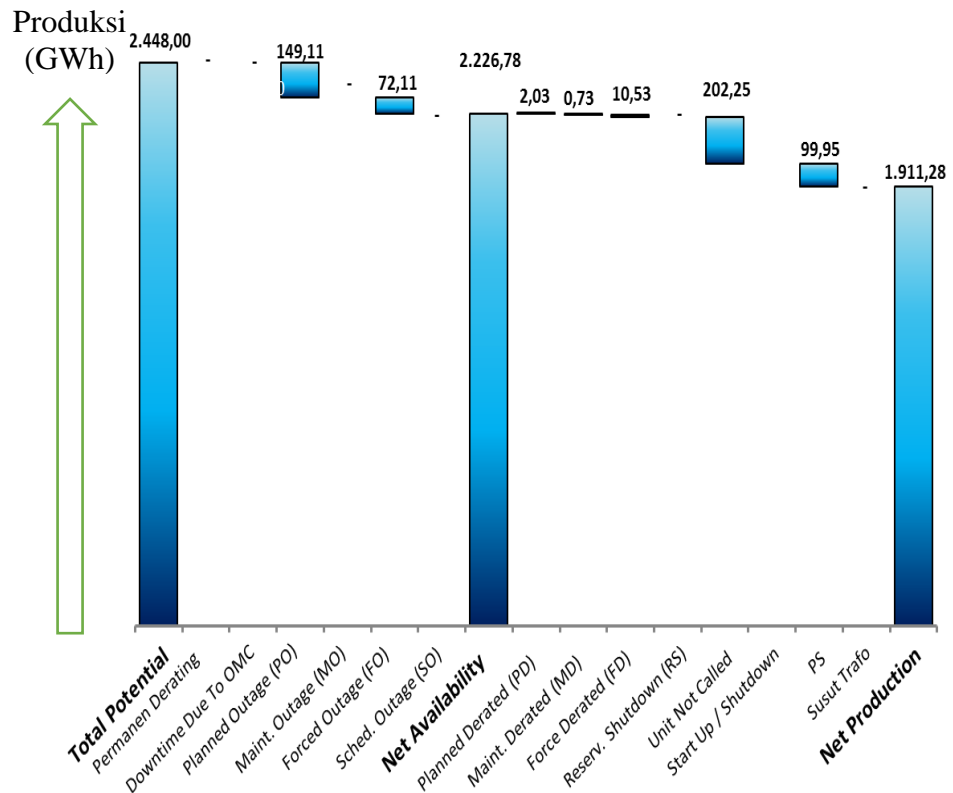
Panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar, diserap oleh pipa-pipa penguap (*water walls*) kemudian dipanaskan di *Super Heater (SH)* yang menghasilkan uap kering. Kemudian uap tersebut dialirkan ke Turbin tekanan tinggi *High Pressure Turbine*, dimana uap tersebut diekspansikan melalui *Nozzle* ke sudu-sudu turbin. Tenaga dari uap mendorong sudu-sudu turbin dan membuat turbin berputar. Setelah melalui *HP Turbine*, uap dikembalikan kedalam *boiler* untuk dipanaskan ulang di *reheater* guna menambah kualitas panas uap sebelum uap tersebut digunakan kembali di *Intermediate Pressure Turbine* dan *Low Pressure (LP) Turbine*.

Sementara itu, uap bekas dikembalikan menjadi air di *Condenser* dengan pendinginan air laut yang dipasok oleh *Circulating Water Pump*. Air kondensasi akan digunakan kembali sebagai air pengisi *boiler*. Air dipompakan dari kondensor dengan menggunakan *Condensate Extraction Pump*, pada awalnya dipanaskan melalui *Low Pressure Heater*, dinaikkan ke *Deaerator* untuk

menghilangkan gas-gas yang terkandung didalam air. Air tersebut kemudian dipompakan oleh *Boiler Feed Pump* melalui *High Pressure Heater* , dimana air tersebut dipanaskan lebih lanjut sebelum masuk kedalam *Boiler* pada *Economizer*, kemudian air masuk ke *Steam Drum* . Siklus air dan uap ini berulang secara terus menerus selama unit beroperasi. Poros turbin dikopel dengan *Rotor Generator* , maka kedua poros memiliki jumlah putaran yang sama. Ketika telah mencapai putaran nominal 3000 rpm, pada Rotor Generator dibuatlah magnetasi dengan *Brushless Excitation Sistem* dengan demikian *Stator Generator* akan membangkitkan tenaga listrik dengan tegangan 23 kV. Listrik yang dihasilkan kemudian disalurkan ke *Generator Transformer* untuk dinaikan tegangannya menjadi 500 kV. Sebagian besar listrik tersebut disalurkan kesistem jaringan terpadu atau interkoneksi se-Jawa-Bali melalui saluran udara tegangan extra tinggi 500 kV dan sebagian lainnya disalurkan ke gardu induk

2.1.5 Mekanisme Kerusakan Tube Boiler

Pada PLTU, penyebab dominan dari penurunan kesiapan pembangkit untuk beroperasi yang mengurangi produksi listrik adalah kegagalan pada *tube boiler* yang dapat diminimalkan dengan perencanaan dan *design boiler* yang baik untuk memitigasi mekanisme kerusakan (*damage mechanism*) yang berpotensi sebelum terjadi



Gambar 2.7: Pareto dan cause code production loss PLTU (PT. Indonesia Power, 2015)

Mekanisme kerusakan (*Damage mechanism*) yang sering terjadi pada *tube boiler* tersebut diantaranya adalah

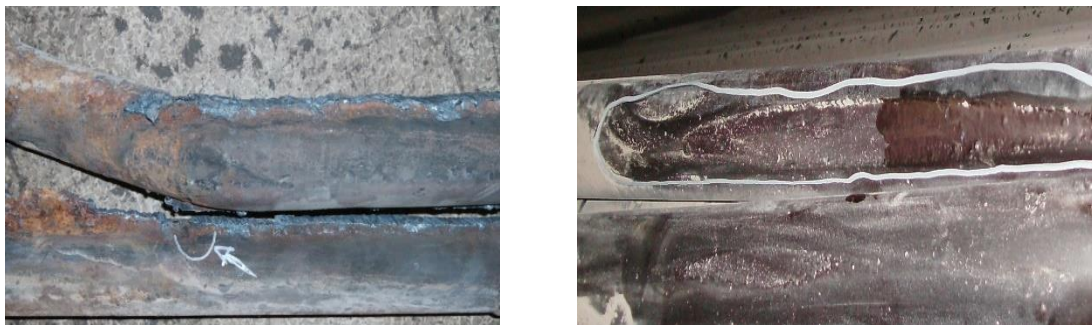
- a. *Short term overheating*; Paparan panas yang tinggi (jauh diatas temperatur operasi) yang diterima oleh *tube boiler*.
- b. *Long term overheating*; Paparan panas yang tinggi (sedikit diatas temperatur operasi) yang diterima oleh *tube boiler* dan terjadi terus menerus dalam waktu yang lama
- c. *Stress corrosion cracking*; Terjadi diakibatkan tensile stress yang besar diterima oleh *tube* serta kombinasi dengan corrosive fluida.
- d. *High temperature corrosion*; Metal temperatur yang tinggi ($>566^{\circ}\text{C}$) membuat *slagging* melebur pada *tube boiler* serta memuat paparan panas tidak merata.
- e. *Erosion*; Erosi pada *tube boiler* baik diakibatkan oleh *fly ash* maupun oleh *sootblower*
- f. *Fatigue thermal expansion*; Kegagalan akibat material *fatigue*/lelah akibat perubahan temperatur dominan yang diterima oleh *tube boiler*
- g. *Exfoliation Scale Oxida*; Kegagalan diakibatkan pertumbuhan dan pengelupasan oksida dalam uap merupakan fenomena kompleks yang tergantung pada komposisi paduan, struktur mikro (termasuk kondisi permukaan), suhu, tekanan, dan operasi pembangkit. Ketika skala oksida retak (*crack*), terpisah, dan terkelupas (*exfoliate*) dari permukaan *tube*, ada potensi untuk overheating pada *tube* akibat penyumbatan, akumulasi oksida, kerusakan erosi pada komponen
- h. *Disbonding Dissimilar Metal Weld*; Kegagalan akibat lepasnya sambungan pada sambungan (*joint*) las pada material yang berbeda dikarenakan lifetime atau kesalahan prosedur pengelasan (pemilihan kawat las, *heat treatment*)
- i. *Welding defects*; kegagalan yang terjadi dikarenakan oleh kualitas pengelasan yang tidak sesuai

Mekanisme kerusakan tersebut dapat terjadi secara terpisah maupun bersamaan pada *tube boiler Sub Critikal, Super Critical* maupun *Ultra Super Critical* yang

mengakibatkan *tube boiler* mengalami kebocoran dan unit tidak dapat beroperasi. Ilustrasi mekanisme kerusakan *tube boiler* dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2.8: Kerusakan *tube* akibat *overheat*



Gambar 2.9: Kerusakan *tube* akibat *stress corrosion cracking* dan *high temperature corrosion*



Gambar 2.10: Kerusakan *tube* akibat *erosi sootblower* dan *fly ash*



Gambar 2.11: Kerusakan *tube* akibat *fatigue thermal expansion*



Gambar 2.12: Kerusakan *tube* akibat *exfoliation scale oksida* dan *disbonding dismilliar metal weld*



Gambar 2.13: Kerusakan *tube* akibat *welding defects*

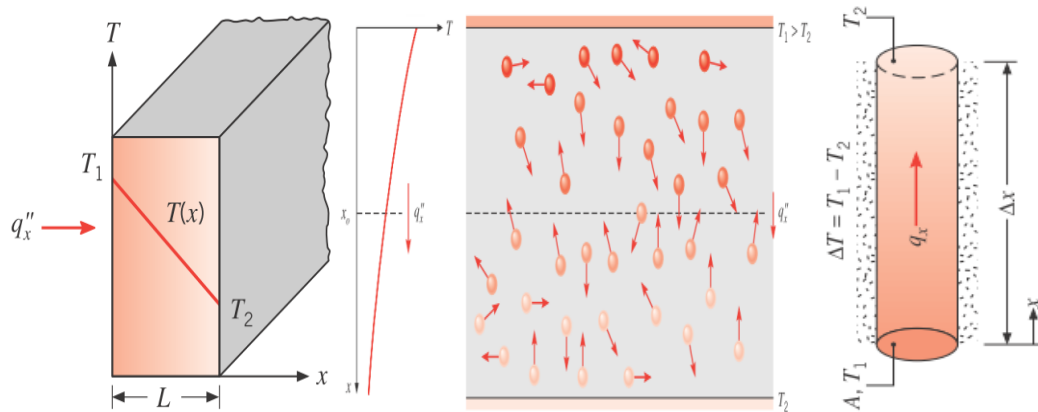
2.2 Perpindahan Panas (*Heat Transfer*) dan *Lifetime Tube*

Proses perpindahan panas terjadi melalui tiga proses yaitu :

2.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Jika pada suatu benda terdapat gradien temperatur, maka pada benda tersebut akan terjadi perpindahan energi dari bagian temperatur tinggi ke bagian dengan temperatur rendah. Besarnya fluks kalor yang berpindah berbanding lurus dengan perbandingan temperatur pada benda tersebut.

Pada kasus perpindahan panas pada bentuk persegi dengan jarak dan material profil berbeda, ditunjukkan pada gambar berikut



Gambar 2.14: Proses perpindahan panas konduksi (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Proses perpindahan panas secara konduksi diperoleh dari hukum *Fourrier* dan didefinisikan pada persamaan sebagai berikut:

Konduksi pada permukaan persegi

$$q = k.A. \frac{\Delta T}{L} \quad (2.1)$$

Persamaan *heat flux*.

$$q'' = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.2)$$

dengan:

q = Laju aliran kalor (Watt)

q'' = Heat flux (Watt/m²)

k = Koefisien perpindahan panas (W/m². °C)

ΔT = Perbedaan temperatur (°C)

L = Ketebalan material (m)

A = Luas perpindahan panas (m²)

2.2.2 Perpindahan Panas Radiasi

Setiap benda akan memancarkan energi dalam bentuk radiasi, yang disebut sebagai daya emisi (*emissive power*) yang besarnya sebanding dengan pangkat empat dari temperatur absolutnya. Untuk suatu benda hitam ideal (*black body*), atau disebut juga *ideal radiator* besarnya daya emisi dinyatakan dengan persamaan Stefan-Boltzman sebagai :

$$q_{\text{rad}} = A * \sigma * (T_1^4 - T_0^4) \quad (2.3)$$

Untuk berbagai material dengan memperhitungkan tingkat emisivitasnya diperoleh =

$$q_{\text{rad}} = A * \epsilon * \sigma * (T_1^4 - T_0^4) \quad (2.4)$$

dengan:

q_{rad} = Laju perpindahan kalor radiasi (Watt)

A = Luas perpindahan panas daerah yang mengalami radiasi (m²)

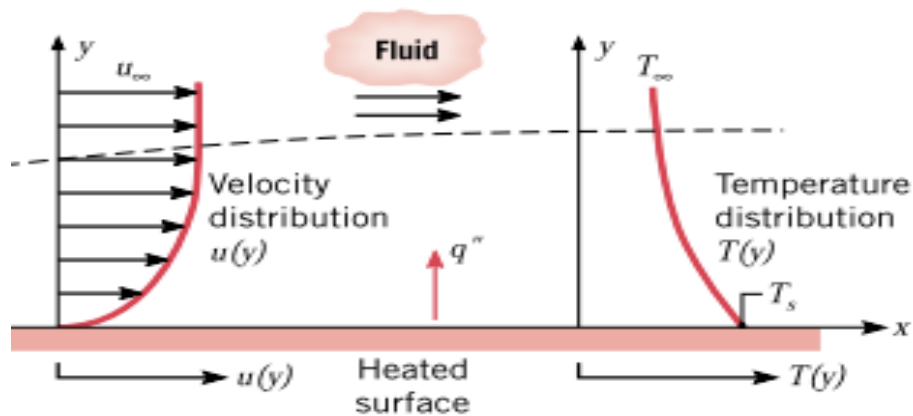
ϵ = Emisitivitas thermal dari material, berkisar antar 0 s/d 1

σ = Konstanta proporsional yang disebut sebagai konstanta Boltzman dan berharga $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4$

ΔT = Perbedaan temperatur antar kedua permukaan (°C)

2.2.3 Perpindahan Panas Konveksi

Salah satu proses perpindahan panas yang lainnya adalah proses perpindahan konveksi. Pada proses perpindahan kalor ini, media/benda yang menghantarkan kalor juga turut berpindah, seolah-olah kalor dibawa oleh media tersebut. Energi dialirkan melalui gelembung, atau gerakan *macroscopic* fluida di dalam *boundary layer*. Akibat dari interaksi antara fluida dan permukaan adalah pengembangan dari area dimana kecepatan (*velocity*) bervariasi dari 0 ke U_∞ tergantung aliran. Area ini disebut *hydrodynamic* atau *velocity boundary layer*. Pergerakan molekul secara acak umumnya terjadi dekat dengan permukaan dimana kecepatan aliran rendah.



Gambar 2.15: *Boundary layer* pada perpindahan panas konveksi (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Perpindahan panas konveksi dapat dikelompokkan berdasarkan jenis aliran, diantaranya *forced convection* ketika aliran perpindahan panas disebabkan gaya dari luar seperti kipas, pompa atau angin . Proses *free (natural) convection* terjadi ketika aliran perpindahan panas disebabkan *buoyancy force* yang diakibatkan perbedaan massa jenis disebabkan variasi temperatur pada fluida. *Mixed combined convection* terjadi ketika kecepatan fluida rendah dan/atau *buoyancy force* besar, aliran sekunder yang sdibandingkan dengan aliran paksa dapat diinduksi. sehingga *buoyancy-induced flow* akan arah ke *forced flow* dan memiliki efek signifikan pada perpindahan panas konveksi. Terlepas dari sifat khusus proses perpindahan panas konveksi, persamaan umum *heat flux* perpindahan panas konveksi adalah sebagai berikut

$$q'' = h * (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

dengan:

q'' = Heat flux perpindahan panas konveksi (Watt/m²)

h = Koefisien perpindahan panas konveksi

T_s = Temperatur dinding (surface) (°C)

T_∞ = Temperatur fluida (°C)

Jenis aliran perpindahan panas disebabkan oleh mekanisme interaksi *unsteady flow structures* yang mengalami perkembangan secara alami dalam cairan yang ada di dalam banyak jenis *boundry layers*. Interaksi ini mungkin berasal dari fluktuasi pada aliran bebas, atau dapat disebabkan oleh kekasaran permukaan atau getaran pada permukaan yang di tentukan berdasarkan pengelompokan berdasarkan bilangan Reynold

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{\rho \cdot U_\infty \cdot x}{\mu} = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu} \quad (2.6)$$

dengan:

- Re = bilangan Reynold, untuk turbulen $Re > 5 \times 10^5$
- ρ = kerapatan (*densitas*) fluida.
- U_∞ = kecepatan fluida,
- x = panjang karakteristik,
- μ = viskositas absolut fluida dinamis,
- ν = viskositas kinematik fluida; $\nu = \mu/\rho$,
- ρ = kerapatan (*densitas*) fluida.

Pada perpindahan panas konveksi menggunakan bilangan Nusselt (Nu) yang menyatakan perbandingan antara perpindahan kalor konveksi pada suatu lapisan fluida dibandingkan dengan perpindahan kalor konduksi pada lapisan fluida tersebut

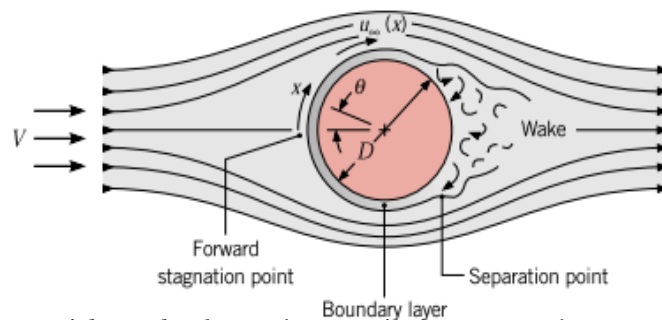
$$Nu_x = f(x, Re_x, Pr) = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (2.7)$$

Persamaan diatas diperoleh dari pengukuran eksperimental, Nilai spesifik dari koefisien C dan eksponen m dan n tergantung dengan sifat geometri permukaan dan

jenis aliran. Nilai bilangan Prandtl merupakan perbandingan antara ketebalan lapis batas kecepatan dengan ketebalan lapis batas termal. Pada umumnya asumsi sifat cairan konstan dan semua properti dievaluasi pada lapisan batas rata-rata suhu film (T_f) yang merupakan rata – rata antara temperatur permukaan (T_s) dan temperature fluida sekitar (*surrounding*)

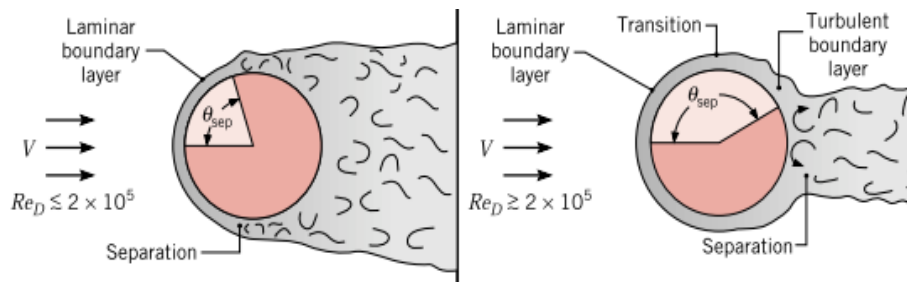
2.2.3.1 Perpindahan Panas Aliran Luar (*External Flow Heat Transfer*)

Pada bagian ini fokus perhitungan pada perpindahan panas dari permukaan ke aliran fluida yang melingkupinya pada berbagai bentuk geometri yang berbeda . Pada umumnya *external flow* melibatkan pergerakan fluida pada sumbu dari silinder seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini. Aliran fluida dibawa mengalir ke *forward stagnation point* kemudian dari titik ini, tekanan menurun dengan kenaikan x , kordinat *streamline* dan *boundry layer* berkembang diakibatkan pengaruh *favorable pressure gradient* ($dp/dx < 0$) . peristiwa terjadinya transisi *boundary layer* sesuai nilai bilangan Reynold sangat mempengaruhi posisi titik pemisahan (*separation point*)



Gambar 2.16: Formasi *boundry layer* dan pemisahannya pada *cross flow* (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Dikarenakan momentum fluida di *turbulent boundary layer* lebih besar daripada *laminar boundary layer* sehingga jika $Re_D \leq 2 \times 10^5$, *boundary layer* masih laminar dan pemisahan terjadi pada $\theta \approx 80^\circ$, Jika $Re_D \geq 2 \times 10^5$ *boundary layer* sudah laminar dan pemisahan terjadi pada $\theta \approx 140^\circ$.



Gambar 2.17: Efek turbulensi pada proses pemisahan aliran (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Persamaan Nilai Bilangan Nusselt untuk $Pr \geq 7$

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{K} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \quad (2.8)$$

Dengan Nilai C dan m adalah sebagaimana tertulis pada tabel dibawah ini

Tabel 2.1 : Kontanta untuk nilai C dan m

Re_D	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40.000-400.000	0.027	0.805

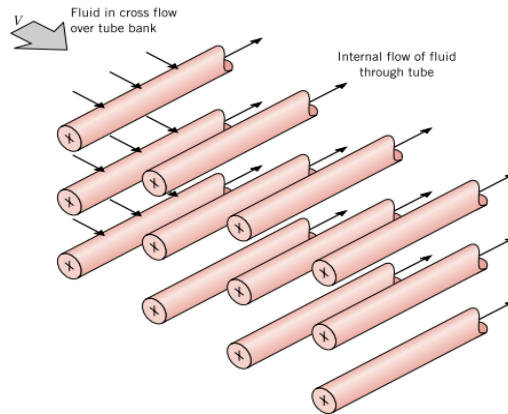
(Sumber: Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Persamaan nilai bilangan Nusselt untuk $0.7 \leq Pr \leq 500; 1 \leq Re \leq 10^6$

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n (Pr/Pr_s)^{1/4} \quad (2.9)$$

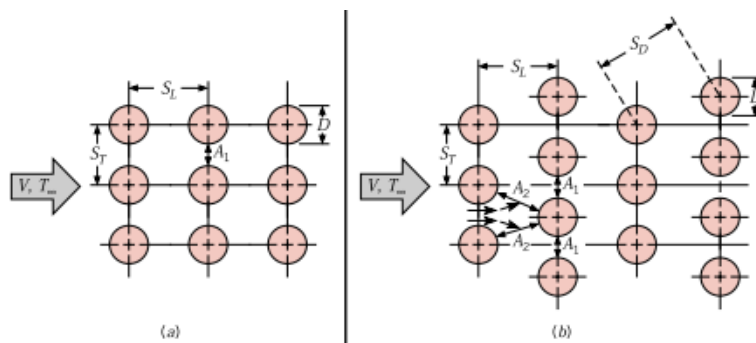
2.2.3.2 Aliran Melalui Kelompok Pipa (*Bank Of Tubes*)

Aliran melalui atau dari kelompok pipa (*bank of tubes*) banyak diterapkan pada peralatan pembangkit listrik diantaranya di *boiler*, *heater*, *condenser* dan alat penukar kalor (*heat exchanger*) lainnya. Seperti yang tergambar pada gambar di halaman berikut



Gambar 2.18: Aliran berlawanan pada kelompok pipa (*bank of tubes*) (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Susunan pipa pada kelompok pipa (*bank of tubes*) dapat berupa *aligned* atau *staggered* berdasarkan arah kecepatan fluida. Karakteristik konfigurasi tergantung pada diameter *tube* (D), *transverse pitch* S_T dan *longitudinal pitch* S_L yang diukur diantara titik tengah *tube* (*tube centers*) yang digambarkan pada gambar dibawah ini



Gambar 2.19: Susunan *tube* (a) *aligned*; (b) *staggered* (Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Persamaan untuk aliran ≥ 10 row ($N_L \geq 10$, $2000 \leq Re_{Dmax} \leq 40.000$, $Pr \geq 0.7$)

$$Nu_D = 1,13 C_1 Re_{Dmax}^m, Pr^{1/3} \quad (2.10)$$

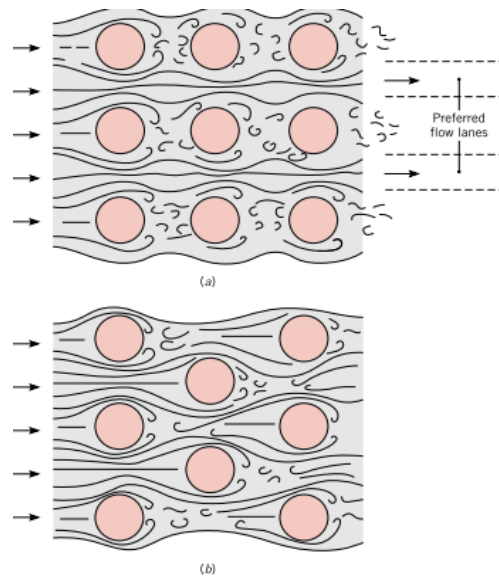
$$\text{Re}_{D_{\max}} = \frac{\rho V_{\max} \cdot D}{\mu} \quad (2.11)$$

$$V_{\max} = \frac{ST}{ST-D} V = \frac{ST}{2(ST-D)} V \quad (2.12)$$

Persamaan untuk aliran ≥ 20 row ($N_L \geq 20$, $1000 \leq \text{Re}_{D_{\max}} \leq 2 \times 10^6$, $0.7 \leq \text{Pr} \leq 500$)

$$\text{Nu}_D = C \cdot \text{Re}_D^m \cdot \text{Pr}^{0.36} (\text{Pr}/\text{Pr}_s)^{1/4} \quad (2.13)$$

Aliran di sekitar tube di baris pertama dari kelompok pipa (*bank of tubes*) sesuai dengan yang untuk silinder tunggal dalam aliran berlawanan (*cross flow*). Namun, untuk baris berikutnya, aliran tergantung pada pengaturan susunan pipa sesuai gambar di bawah ini



Gambar 2.20: Kondisi aliran untuk susunan *tube* (a) *Aligned* ; (b) *staggered*

(Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, 2002)

Secara umum koefisien konveksi dari suatu baris meningkat dengan menambah jumlah baris hingga sekitar baris kelima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan dalam turbulensi aliran

2.2.4 Perhitungan Prakiraan Sisa Umur *Tube*

Kegagalan / Gangguan yang terjadi pada pembangkit umumnya disebabkan karena kerusakan *tube boiler* nya. Apabila kerusakan terjadi akan mengakibatkan *tube* bocor /patah/putus sebelum umur rancangan (*design lifetime*) tercapai, sehingga harus diganti dalam keadaan unit *shutdown* dan telah *cooling down*. Penggantian *tube boiler* yang dilakukan diluar jadwal operasi mengakibatkan menurunnya kinerja pembangkit dan meningkatnya biaya produksi sehingga harus dihindari. Banyak faktor yang menyebabkan terjadinya kegagalan pipa *boiler*, antara lain faktor mekanis yaitu mulur (*creep*) yang disebabkan komponen menerima beban dan / atau suhu tinggi konstan untuk waktu yang lama. Perhitungan prediksi sisa umur pakai tube dilakukan dengan analisa *creep*. Mulur (*creep*) didefinisikan sebagai regangan (*strain*) yang bergantung waktu (*time*). Mulur terjadi sebagai akibat adanya deformasi lambat dari suatu material/logam/komponen yang bekerja dengan kondisi beban (*load*) dan atau suhu tinggi yang konstan. *Creep* merupakan fenomena penurunan kekuatan ijin material yang terjadi pada temperatur tinggi sejalan dengan umur pakai. Fenomena *creep* tersebut mungkin muncul bila temperatur operasi material melebihi 0,3 -0,4 dari temperatur leburnya.

Salah satu metode perhitungan *lifetime* berdasarkan Analisa *creep* menggunakan *ParameterLarson-Miller* sebagai berikut:

$$PLM = (T) (C + \log tr) \quad (2.14)$$

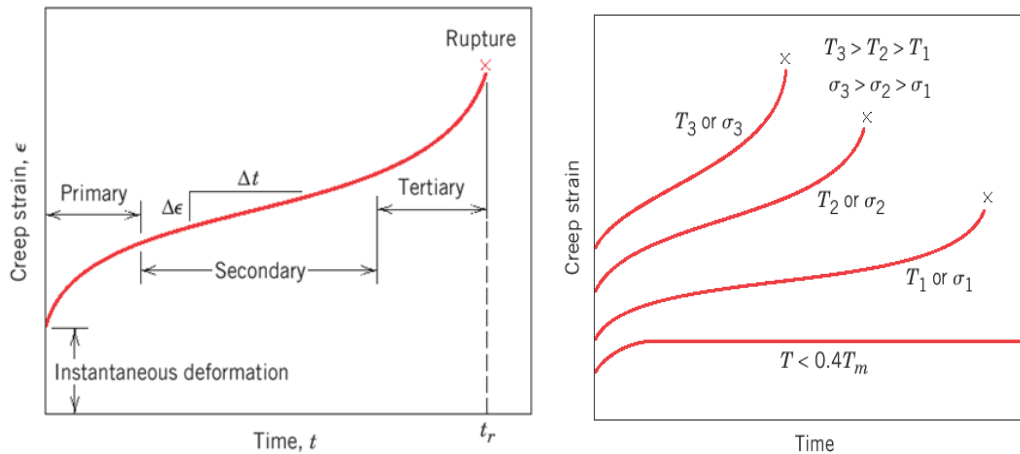
dengan:

PLM = Parameter *Larson Miller*

T = Temperatur *tube* (K)

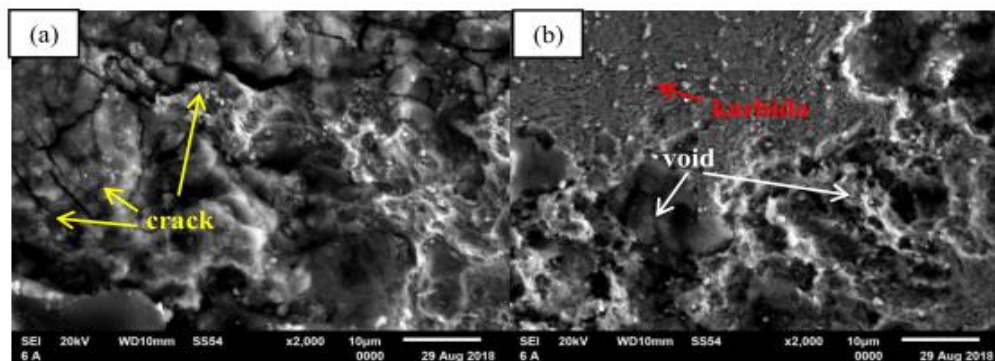
C = Konstanta ,untuk baja dan sebagian besar material C: 20 .

Tr = *Time to failure /rupture (hours / jam)*



Gambar 2.21: Kurva *creep stages* dan pengaruh temperature pada *creep*

Kurva PLM ini menggambarkan hubungan antara tegangan yang mengenai suatu material dibandingkan dengan nilai PLM. Jika kurva PLM suatu material sudah diketahui maka dengan menggunakan data tegangan yang terjadi, maka dapat dicari nilai PLM suatu material. Nilai PLM yang diperoleh merupakan nilai perambatan *creep* atau laju *creep* yang merupakan fungsi dari waktu, sehingga nilai PLM dapat memberikan informasi waktu perkiraan terjadinya kegagalan akibat *creep*.



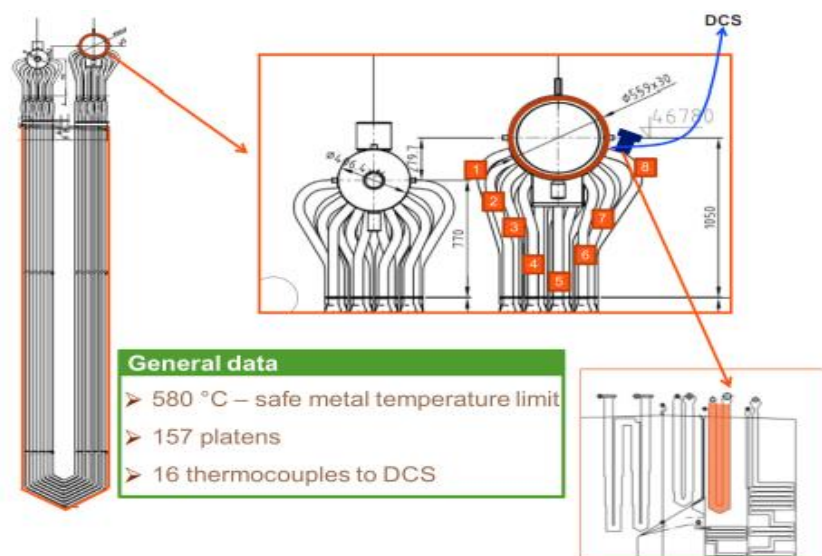
Gambar 2.22. Ilustrasi struktur mikro *tube* menunjukkan *crack* dan *creep cavities*

Kegagalan *tube* mengalami *overheat* dalam jangka waktu tertentu akan menyebabkan *Intergranular crack* diawali dengan terbentuknya *void* pada batas butir dan sejalan waktu *void* akan semakin banyak dan bertemu dengan *void* yang lain. Sehingga terjadi pembesaran *creep voids*, yang menyebabkan terjadinya retak sepanjang batas butir atau *intergranular crack* sehingga akan menyebabkan kebocoran pada *boiler* dan penurunan kinerja perusahaan

2.3 Tinjauan Pustaka (*Literature Review*)

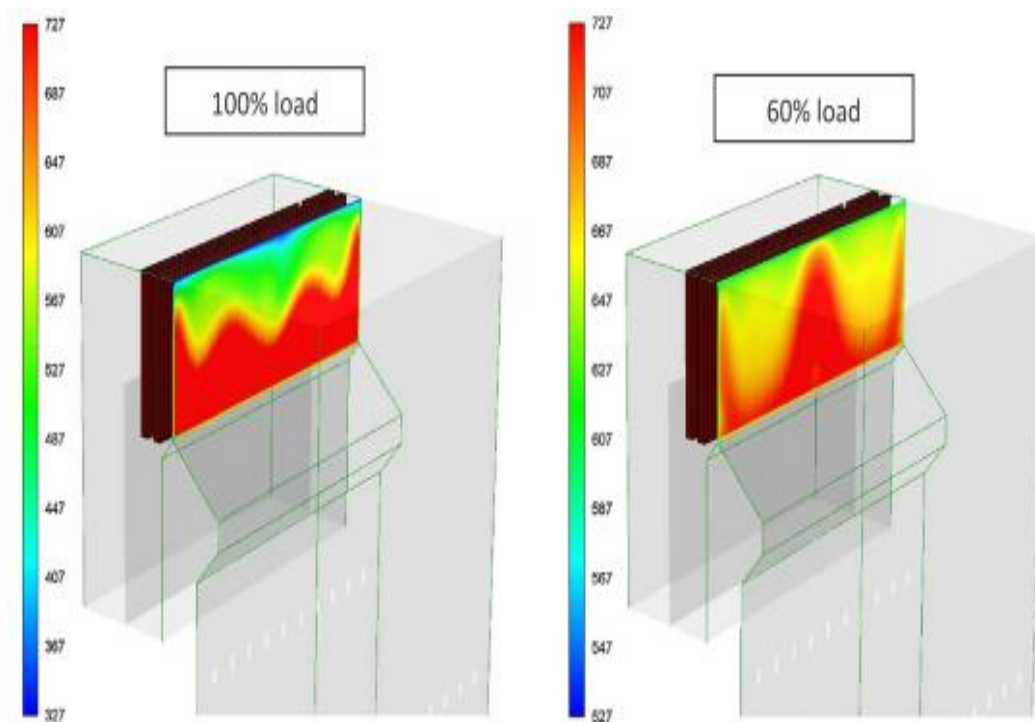
N. Modliński et al. 2018 melakukan penelitian berjudul “*Procedure for Predicting Tube Metal Temperatur In The Second Stage Reheater Of The Operating flexibly Steam Boiler*” menjelaskan peningkatan pasokan listrik dari sumber energi terbarukan memberikan persyaratan baru pada pembangkit listrik tenaga batubara. Perusahaan pembangkit listrik konvensional diwajibkan beroperasi fleksibel dan tidak hanya mengandalkan sebagai *base load*. Salah satu persyaratannya adalah mengurangi beban minimum dari *boiler* yang menambah *thermal stress* ke bagian *tube boiler (boiler pressure parts)*.

Masalah operasional yang sering timbul adalah panas berlebih pada lokasi tertentu karena aliran uap yang lebih rendah tingkat dan kondisi penyebaran panas yang kurang baik sering mengakibatkan *tube* pecah. Masalah ini sering terjadi pada *reheater* bertekanan rendah. Penelitian dilakukan pada *boiler* radiant (OP-650) milik PGE Group di Rybnik (Polandia) berbahan bakar batu bara bituminous dengan kapasitas maksimum 225 MWe. Ketel menghasilkan 650ton uap per jam. Parameter utama temperatur main steam dan *reheat steam* adalah (540 ° C, 14 MPa) dan (540 ° C, 2.3 MPa). *Second stage reheater (RH2)* dilengkapi dengan sistem pengukuran suhu *tube* yang terletak dekat dengan *header outlet reheater*



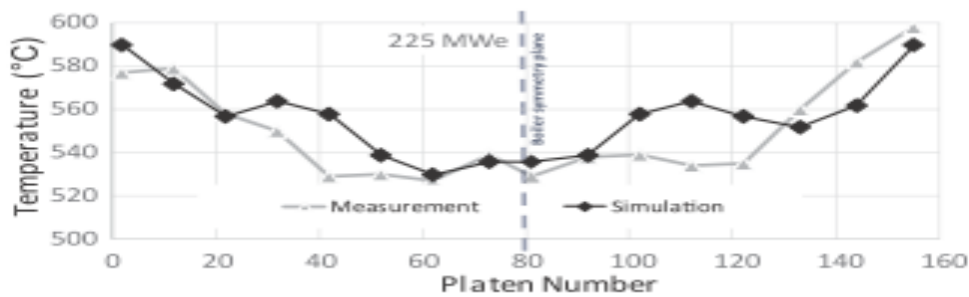
Gambar 2.23: Sistem pemantauan suhu *reheater* (N. Modliński et al, 2018)

Gambar di bawah menunjukkan distribusi suhu gas buang di penampang *boiler* (*boiler cross section*) yang sesuai untuk saluran masuk *reheater RH2* untuk *boiler thermal output* yang berbeda keluarannya. Konfigurasi beban dan konfigurasi pengoperasian mill sangat menentukan suhu dan kecepatan gas buang yang akan mempengaruhi koefisien perpindahan panas pada permukaan *tube*. Suhu pola distribusi menunjukkan bahwa pada kondisi beban 60 % potensi tertinggi beban termal (*thermal load*) *reheater* terletak di tengah *boiler*. Temperatur maksimum pada beban 60% dan 100 % terlihat berada di area tengah dan sekitar sisi dinding *boiler*.

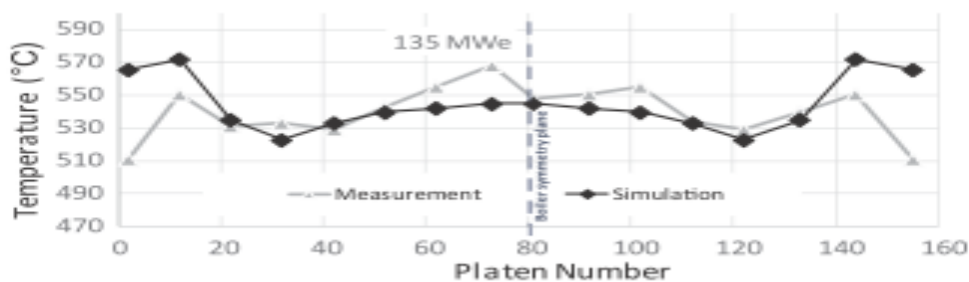


Gambar 2.24: Temperatur *flue gas* pada area *reheater* (N. Modliński et al, 2018)

Suhu permukaan metal *tube* yang diukur oleh sistem dibandingkan dengan simulasi numerik. Gambar di bawah ini menggambarkan *trend* pengukuran yang dapat diterima untuk kedua kasus. Distribusi suhu permukaan *metal tube* di area *platen* berkorelasi dengan kontur suhu gas buang (*flue gas*) yang disimulasikan di bagian penampang masuk area *reheater*. Untuk beban nominal suhu logam maksimum diukur di dekat dinding.



Gambar 2.25: Temperatur metal *reheater* hasil pengukuran dibandingkan dengan hasil simulasi pada beban 100 % (N. Modliński et al, 2018)

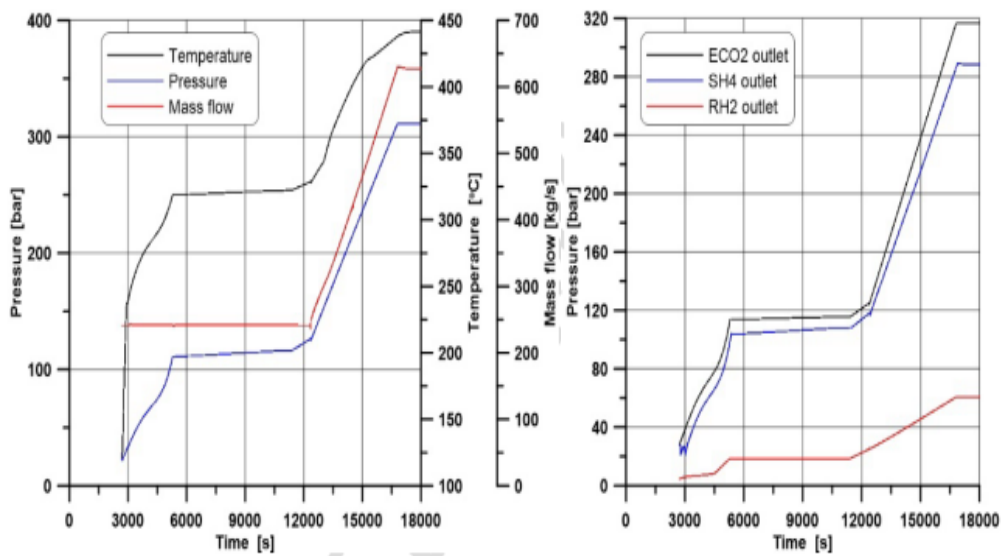


Gambar 2.26: Temperatur *metal reheater* dibandingkan dengan hasil simulasi pada beban 60 % (N. Modliński et al, 2018)

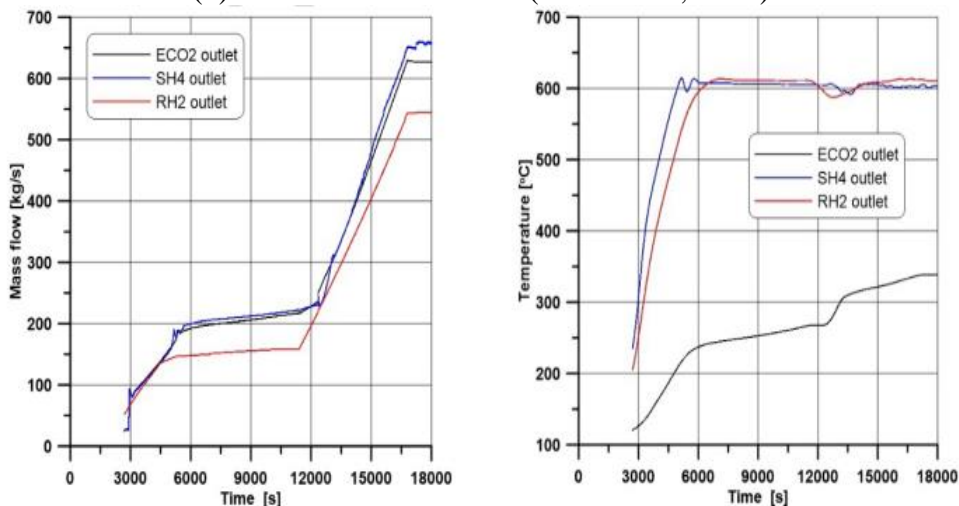
validasi dilakukan dengan memanfaatkan pengukuran suhu permukaan *tube metal* yang diekstraksi dari sistem pemantauan. Variasi profil suhu dengan kondisi pengoperasian dan nilainya direproduksi dengan akurasi yang memuaskan. Perbedaan terlihat terutama di wilayah dekat dinding. Sebagai penyebab ketidakakuratan CFD yang, mungkin terkait dengan fenomena pembentukan dan ketebalan lapisan abu yang bervariasi pada *tube* dan *pipa water wall* yang tidak termasuk dalam model CFD pada penelitian tahap ini.

J.Taler, et al. 2019 melakukan penelitian berjudul : “ *Mathematical Model Of A Supercritical Power Boiler For Simulating Rapid Changes In Boiler Thermal Loading*” untuk menjabarkan model matematika dari *boiler supercritical* untuk mensimulasikan perubahan di pembebanan panas *boiler* . Di penelitian ini dilakukan analisis komprehensif dinamika *boiler* untuk salah satu pembangkit listrik yang saat ini sedang dibangun di Polandia. Kurva (*sliding curve*) yang dimodifikasi menggambarkan transien uap pada turbin *inlet*, yang bervariasi tergantung pada beban pembangkit listrik. Model yang dikembangkan

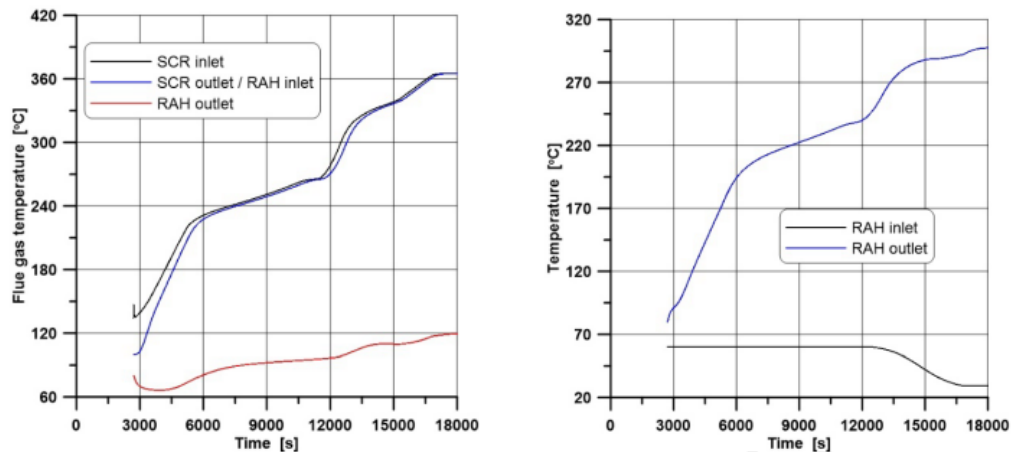
memungkinkan analisis operasi *boiler* selama *start-up* dari kondisi dingin, hangat, dan panas dan operasional *boiler* ketika output unit daya meningkat 7,5% dan 5% dalam periode yang ditentukan dengan laju aliran massa uap yang ditingkatkan di *outlet boiler* dan laju aliran massa bahan bakar meningkat. Untuk mendapatkan nilai target penurunan tekanan pada beban yang ditetapkan, kisaran beban unit daya dari 40 % hingga 80 %, adalah dengan mengembangkan model matematika dan melakukan simulasi pada *boiler* dengan hasil yang tergambar pada grafik di bawah ini



Gambar 2.27: (a) Variasi temperatur uap pada *outlet evaporator*; (b) Variasi tekanan fluida (J Taler et a, 2019)



Gambar 2.28: (a) Variasi laju aliran fluida; (b) Variasi *temperatur* fluida (J Taler et a, 2019)



Gambar 2.29: (a) Variasi temperatur *flue gas*; (b) Variasi temperatur udara pembakaran (J Taler et a, 2019)

Boiler yang digunakan permodelan, saat ini sedang dibangun di salah satu pembangkit listrik Polandia. Model dikembangkan meliputi permukaan perpindahan panas *boiler* dan dianggap sebagai model parameter terdistribusi sehingga memungkinkan simulasi fenomena termal dan aliran yang terjadi di permukaan perpindahan panas. Model dari permukaan perpindahan panas yang ditentukan sebelumnya diverifikasi oleh komputasi dan percobaan. Oleh karena itu, dalam penelitian ini, kombinasi dari model yang diverifikasi untuk menganalisa dinamika *boiler* superkritis dapat disajikan dengan baik.

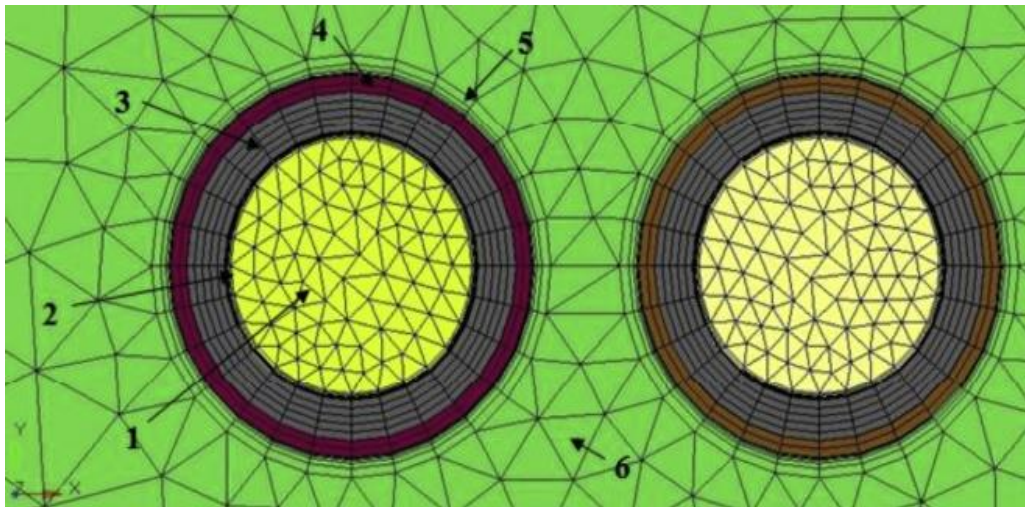
Karakteristik tergantung waktu (*time dependent characteristics*) dikembangkan untuk laju aliran massa air, suhu, dan tekanan pada saluran masuk ECO1 dan uap pada saluran masuk RH1 untuk *start up boiler* dari keadaan dingin. Selain itu, karakteristik serupa dikembangkan untuk *start up boiler* dari kondisi hangat dan panas, serta untuk *shutdown boiler* yang dijadwalkan dan tidak terjadwal. Karakteristik dilengkapi dengan *developed transients* dari laju aliran massa bahan bakar. Data *input* lainnya adalah spesifikasi desain dari masing-masing permukaan *tube* dan faktor pengotorannya. Model matematika yang dikembangkan dari *boiler* diuji untuk diverifikasi keakuratan hasil yang diperoleh. Tujuan dari tes komputasi yang dilakukan untuk tujuan ini adalah untuk memeriksa apakah hasil yang diperoleh untuk kondisi *steady state* sesuai dengan nilai-nilai yang ditentukan oleh pabrik pembuat *boiler*. Hasil yang baik diperoleh untuk memvalidasi kesimpulan bahwa model yang dikembangkan dari operasi *boiler*

cocok untuk mensimulasikan perubahan yang cepat di pembebanan thermal *boiler* (*boiler thermal loading*). Oleh karena itu, permodelan tersebut dapat menentukan hal berikut:

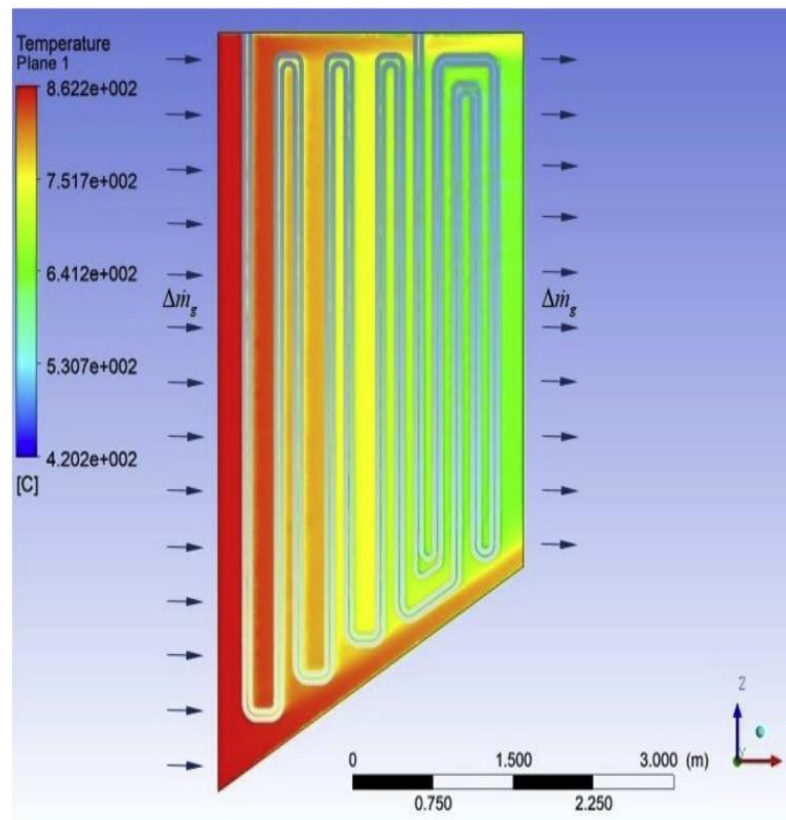
- a. Memungkinkan dilakukan respon cepat dari *boiler* untuk mengatur peningkatan beban unit daya sebesar 5% dari beban nominal dalam periode yang ditentukan untuk rentang beban dari 40% hingga 80%.
- b. *Boiler* dapat melakukan respon terhadap permintaan untuk peningkatan output daya unit daya listrik sebesar 7,5%.
- c. Karakteristik operasi ketel (*boiler*) jika terjadi gangguan karena kegagalan peralatan *boiler* (mill, kipas (*fan*), dan turbin).
- d. Perubahan kurva geser (*sliding curves*) untuk unit pembangkit.

Untuk melakukan simulasi yang disebutkan di atas, kurva karakteristik yang menggambarkan perubahan laju aliran massa bahan bakar dikembangkan. Kurva ini ditentukan berdasarkan karakteristik *mill* yang diketahui.

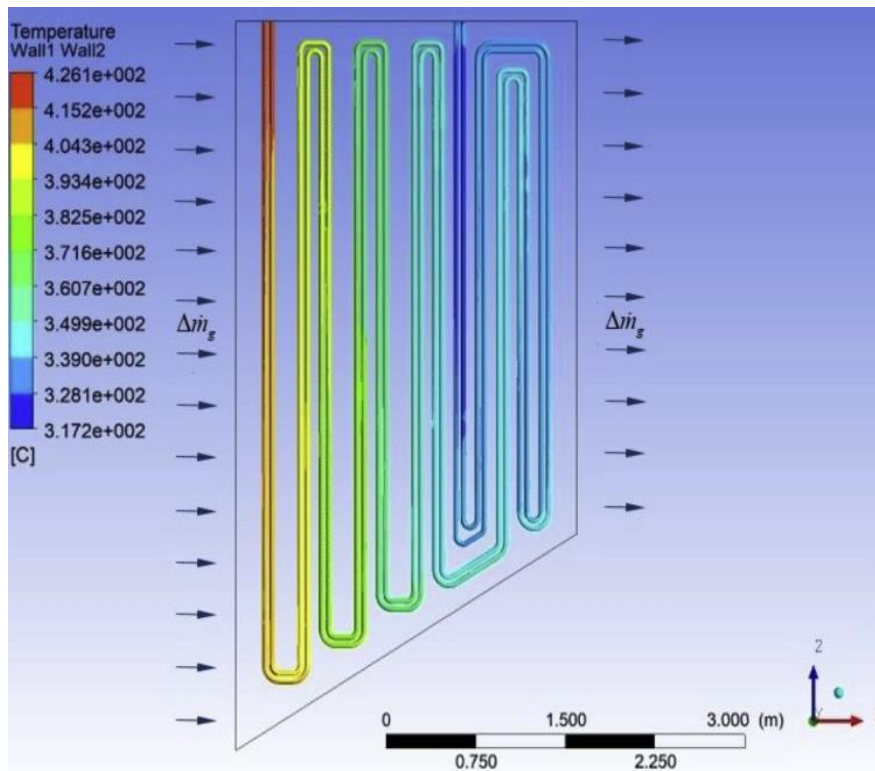
D.Taler, et al. 2018 melakukan penelitian berjudul “*Numerical Simulation Of Convective Superheaters In Steam Boilers*” yang menjelaskan mengenai simulasi numerik perpindahan panas konveksi superheater di *boiler* uap terkait model matematika menggunakan ϵ -NTU method (*Effectiveness – Number of Transfer Units*) dan variasi P-NTU method serta simulasi *Computational Fluid Dynamic (CFD)* dari *Boiler* jenis CFB (*Circulating Fluidized Bed*). Suhu *flue gas* pada outlet dari ruang bakar dan setiap stage *superheater* di simulasi berdasarkan suhu (*temperatur*) pada stage terakhir *superheater* di dalam *ducting flue gas* yang digambarkan pada gambar di halaman berikut



Gambar 2.30: Model finite element area dan mesh; 1- uap, 2- boundary layer sisi uap, 3- tube, 4- lapisan abu slagging, 5- boundary layer sisi flue gas, 6- area flue gas (D.Taler, et al. 2018)



Gambar 2.31: Gambar temperatur flue gas pada potongan area superheater (D.Taler, et al. 2018)



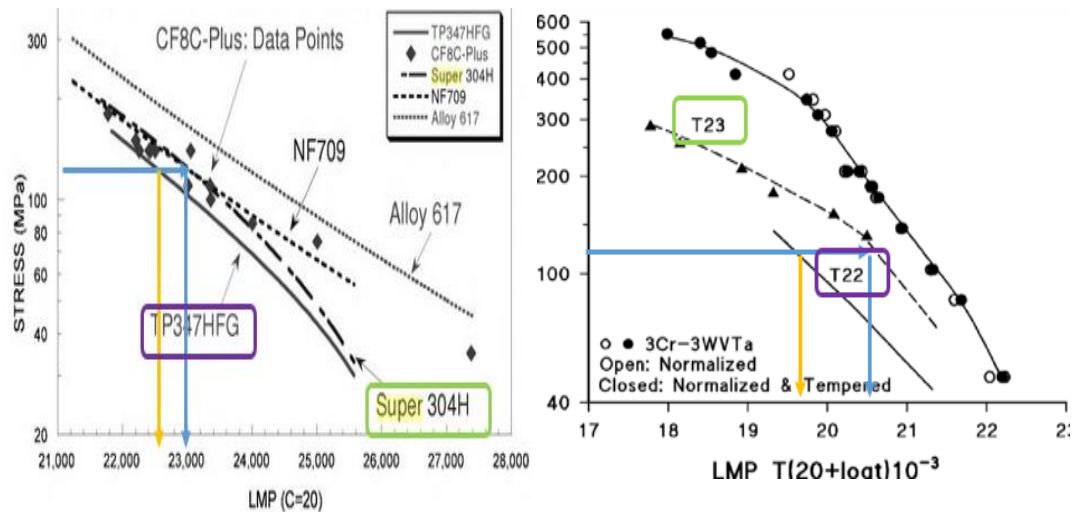
Gambar 2.32: Distribusi temperatur *tube* pada *first stage superheater* (D.Taler, et al. 2018)

Model CFD *superheater* juga dikembangkan untuk memverifikasi metode baru untuk simulasi numerik *superheater*. Kompatibilitas yang baik diperoleh antara hasil dari simulasi *software CFD (Computational Fluid Dynamics)* dan metode numerik.

Keuntungan dari metode ini adalah formula sederhana untuk menghitung gas buang, uap dan suhu dinding *tube* dengan volume kontrol. Untuk alasan ini, metode ini cocok untuk memodelkan *multi-pass superheater* dengan pengaturan aliran rumit dengan waktu perhitungan yang singkat. Karena waktu perhitungan yang pendek, metode perhitungan pada *superheater* tersebut dapat digunakan secara *online* dalam model berbasis sistem kontrol model untuk menentukan frekuensi aktivasi *sootblower*. Metode tersebut juga dapat digunakan untuk memodelkan sirip dan pipa alat penukar kalor (*plate fin and tube*) dan alat penukar kalor berlawanan arah (*cross-flow tube exchangers*) lainnya

Viswanathan, et al. 2005 melakukan penelitian “*Structure Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants* “ yang menjelaskan mengenai

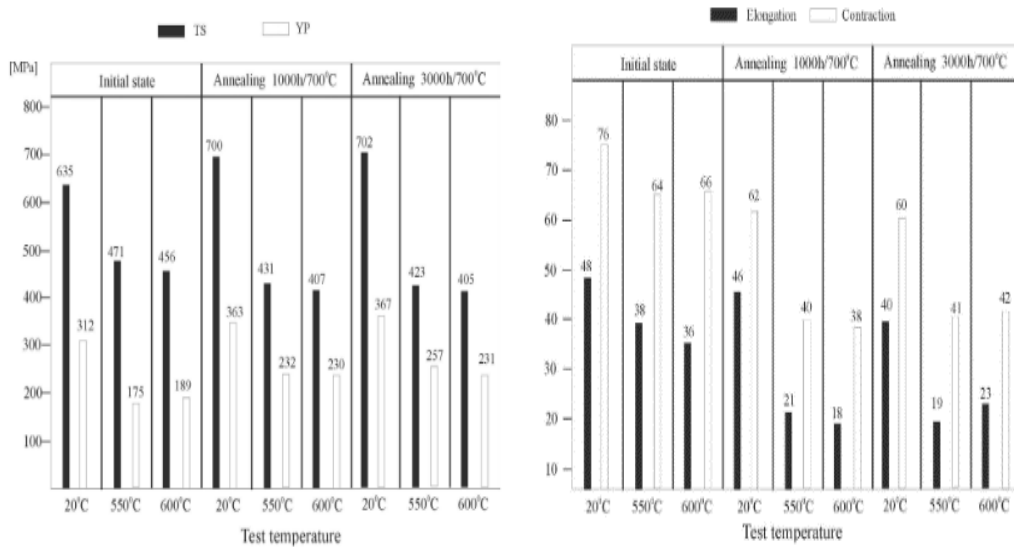
pengujian *creep* pada berbagai alternatif material diantaranya TP347 HFG, Super 304H, NF709 dan sebagainya untuk memperoleh Parameter Larson Miller dengan hasil sebagai berikut:



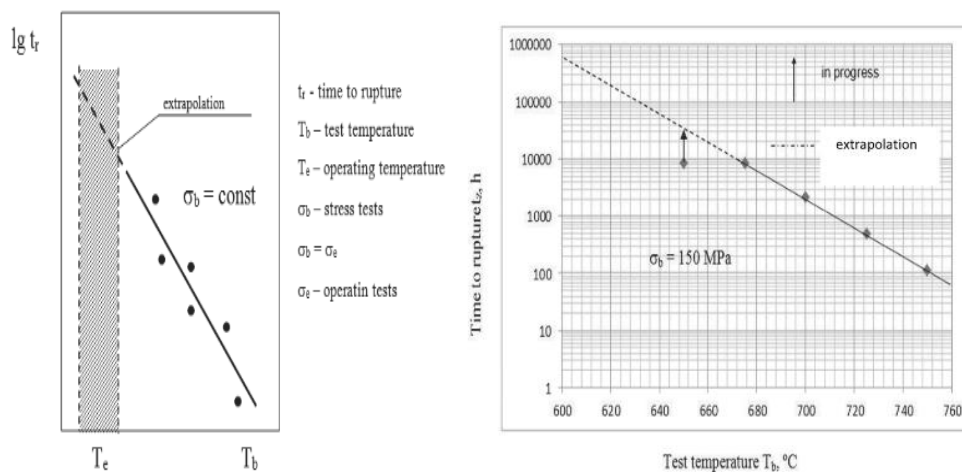
Gambar 2.33: Grafik Parameter Larson Miller berbagai material

Dari hasil penelitian tersebut diketahui untuk konstanta $C = 20$, tekanan kerja 120 MPa diketahui nilai Parameter Larson Miller (LMP/ PLM) untuk materi Super 304H ≈ 22800 dan nilai LMP/ PLM untuk materi TP347 HFG adalah ≈ 22400 . Hasil penelitian tersebut dapat dipergunakan sebagai referensi untuk material sejenis.

Zieliński, A. 2012 melakukan penelitian berjudul “*Structure and properties of Super 304H steel for pressure elements of boilers with ultra-supercritical parameters*” yang menjelaskan mengenai pengujian material pada *temperature* ruang dan setelah *annealing* 650 °C dan 700 °C selama 1000 jam dan 3000 jam untuk mengetahui pengaruh *long term annealing* pada *mechanical properties*. Diharapkan simulasi tersebut dapat mensimulasikan dan sebagai evaluasi pada boiler pembangkit listrik yang beroperasi dikondisi yang menyebabkan *creep*. Hasil penelitian kemudian dirangkum, diantaranya dalam grafik yang membandingkan kondisi awal (*initial stage*), *annealing* 1000 jam dan 3000 jam sebagai berikut



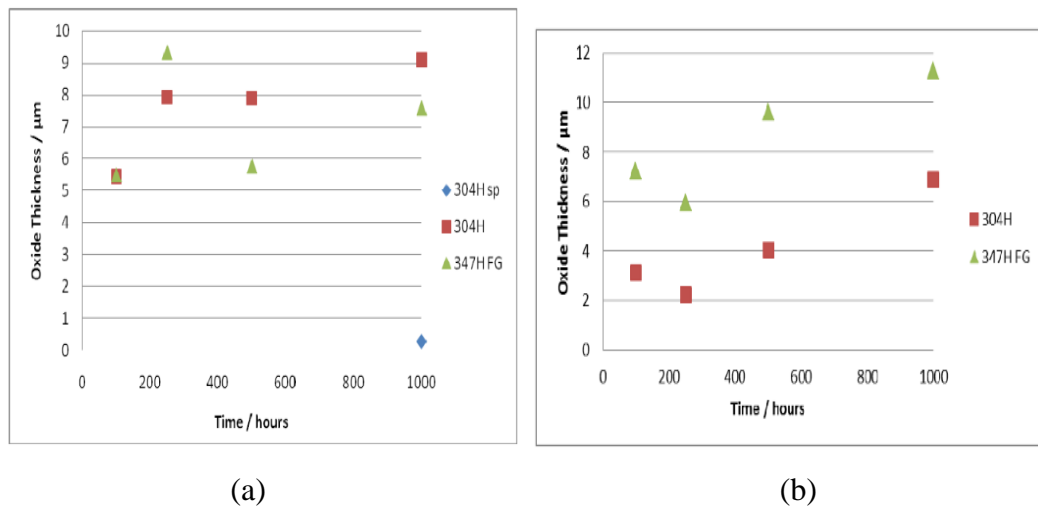
Gambar 2.34: Grafik *mechanical properties* super 304



Gambar 2.35: Grafik kurva *creep* super 304

Dari penelitian tersebut diperoleh hasil bahwa *annealing* 650 °C dan 700 °C selama 1000 jam dan 3000 jam sedikit merubah nilai *yield point* dan *tensile strength* dan *plastic properties*. Nilai *test temperature* untuk pengujian *creep* dapat di extrapolasi untuk menentukan *mechanical properties* atau *time to rapture* untuk material yang bekerja pada *temperature* yang mendekasi hasil pengujian.

Henry Simms, 2011 melakukan penelitian berjudul “*Oxidation Behaviour Of Austenitic Stainless Steels at High Temperature in Supercritical Plant*” yang menjelaskan *martensitic* dan *ferritic steels* saat ini tidak memiliki data *properties oxidation* dan *spallation* untuk penggunaan sebagai *boiler tube* pada berbagai kondisi. *Spallation* di dalam *tube* dapat menyebabkan penyumbatan *tube* (*blockage*), panas berlebih, *creep* dan erosi. *Austenitic stainless steels* diusulkan pada *tube boiler* untuk memungkinkan kondisi operasi $> 620^{\circ}\text{C}$. Penelitian ini membandingkan perilaku oksidasi dan *spallation* dari baja martensit saat ini (T91, T92) dengan baja stainless austenitik (super 304H, *shot peen* super 304H, 347HFG), pada $600\text{-}700^{\circ}\text{C}$. *Austenitic stainless steels* menunjukkan sedikit *spallation* dan perolehan massa yang lebih sedikit dibandingkan dengan baja T92. *Double-layered oxides* dibentuk pada baja super 304H dan 347H FG. *Shot peening* meningkatkan ketahanan oksidasi baja super 304H



Gambar 2.36: (a) Grafik pertumbuhan oksida pada suhu 600°C , (b) Grafik pertumbuhan oksida pada suhu 650°C

Tabel 2.2 Pengukuran ketebalan *oxide* (μm) di permukaan dalam tube pada *temperature* $600\text{ }^{\circ}\text{C}$

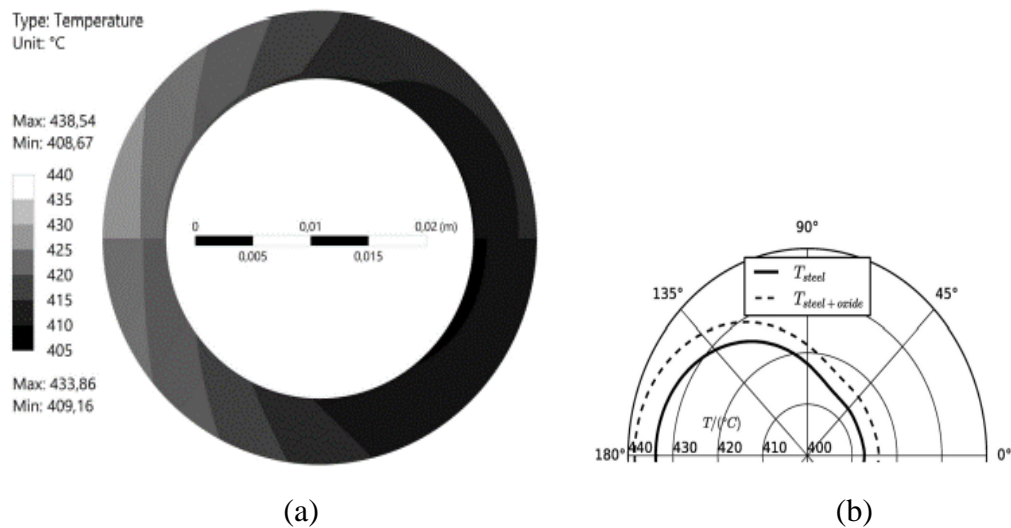
	100h	250h	500h	1000h
Super 304H	3.12 \pm 2.66	2.25 \pm 2.13	4.03 \pm 3.39	6.87 \pm 3.59
Shot peened super 304H	-	-	-	-
347H FG	7.22 \pm 3.46	5.95 \pm 4.30	9.62 \pm 5.69	11.26 \pm 5.63

Tabel 2.3 Tabel Pengukuran ketebalan *oxide* (μm) di permukaan dalam tube pada *temperature* $650\text{ }^{\circ}\text{C}$

	100h	250h	500h	1000h
Super 304H	5.46 \pm 3.08	7.93 \pm 2.53	7.89 \pm 3.22	9.09 \pm 3.20
Shot peened super 304H	-	-	-	0.28 \pm 0.20
347H FG	5.50 \pm 2.98	9.33 \pm 2.48	5.76 \pm 2.17	7.59 \pm 2.38

Berdasarkan *literature review* juga diperoleh pada 1000 jam operasi ketebalan *oxide scale* untuk material Super 304 $\approx 12\ \mu\text{m}$. Potensi *steam side oxide scale* dan *exfoliation* ini berkurang signifikan bila material *tube* yang dipergunakan dilakukan *shot peening*, *treatment* ini mengakibatkan *grain boundary density* dan *twin boundaries* yang dekat permukaan ($50\ \mu\text{m}$) meningkat melalui *cold deformation*. Material yang mengalami *shot peening* memiliki *oxide scale* yang lebih tipis yang sebagian besar terdiri dari chromia karena difusi kromium ditingkatkan dan *scale exfoliation* yang lebih sedikit dibandingkan sampel tanpa *surface treatment*. *Shot peening* tidak hanya meningkatkan ketahanan terhadap *steam side oxide scale* tapi juga meningkatkan umur terhadap *fatigue (fatigue life)*, kekerasan, ketahanan (*durability*), pengurangan *porosity* dan ketahanan terhadap *stress corrosion cracking*

Martin Nad, et al. 2019 melakukan penelitian berjudul “*Influence of Steam-Side Oxide Scales On The Creep Life Of A Boiler Superheater Tube*” yang menjelaskan *Creep* dipengaruhi *temperature tube*, namun Perkiraan suhu dan tekanan mungkin sulit untuk boiler tube karena oksida terbentuk di bagian dalam permukaan tube, dan secara tidak langsung mempengaruhi kehidupan *creep* yang dihasilkan. Penelitian ini menyelidiki efek dari skala oksida pada pengaruh *creep* tube boiler. Kondisi termal dan stres dalam tabung diselidiki secara menyeluruh, menggunakan pendekatan analitis serta numerik.



Gambar 2.37: (a) Distribusi temperature pada cross section tube dengan *oxide scale* pada separuh sisi atas dan tanpa *oxide scale* pada separuh sisi bawah, (b) Distribusi temperature maximum; *steel* tanpa *oxide scale* (garis solid) dan *steel* tanpa *oxide scale* (garis putus-putus)

Penelitian ini mensimulasikan *oxide scale* terdiri dari Fe_3O_4 memiliki ketebalan 0.5 mm. Distribusi tegangan melalui dinding yang tidak merata mungkin berubah karena proses *creep*. Suhu yang dihitung adalah dianggap konservatif sebagai nilai maksimum teliti dinding, yaitu 433,86 ° C untuk tabung tanpa *steam side oxide scale* dan 438,54 ° C untuk tube dengan *oxide scale*. Untuk ketebalan oksida 0.5 mm (500 μ m) terdapat kenaikan sekitar 4.68 ° C (\approx 1,07% dari *temperaure tube*)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan metode numerik dan divalidasi dengan data – data pada *feasibility study*, *technical bidding document* dan data lainnya terkait rencana pembangunan PLTU Jawa 09-10, yang direncanakan akan dibangun di Banten oleh konsorsium dari dalam dan luar negeri. Hasil simulasi yang telah divalidasi digunakan sebagai masukan bagi penulis dan untuk mengevaluasi detail *design* komponen *boiler* pada *Ultra Super Critical Coal Fired Power Plant (USC CFPP 2 x1000 MW)* yang akan diajukan oleh pihak pelaksana *Engineering, procurement, and construction (EPC)* sehingga perusahaan dapat memperoleh kinerja pembangkit sesuai yang diharapkan. Diharapkan dari hasil penelitian ini dapat diperoleh karakteristik *temperature* dan material yang sesuai pada area *tube superheater* dan area lainnya

3.1 Metode Geometri

Dalam penelitian ini, analisa aliran dan perpindahan panas *design Superheater Boiler USC1000 MW* menggunakan permodelan dan simulasi *software CFD (Computational Fluid Dynamics)* dengan kelebihan sebagai berikut:

- a. Dapat menghasilkan simulasi dengan beberapa variasi operasional berulang kali secara baik sesuai kebutuhan untuk hal yang tidak mungkin dilaksanakan secara aktual karena dapat mengakibatkan kerusakan peralatan, waktu lama dan biaya yang tinggi simulasi
- b. Dapat menghasilkan simulasi dengan aliran dan perpindahan panas pada bentuk 2D dan 3D dengan bentuk geometri kompleks
- c. Biaya relatif rendah dibandingkan melakukan pengukuran atau eksperimen yang membutuhkan alat pengukuran yang kompleks
- d. Dapat menghasilkan simulasi dengan hasil visual yang mudah dipahami, menarik bagi awam dan memiliki akurasi yang cukup tinggi

Diluar kelebihan tersebut, simulasi dengan permodelan juga memiliki kekurangan sebagai berikut

- a. Kekeliruan dalam pengisian data masukan pada program simulasi dapat mengakibatkan kesalahan dalam akurasi hasil yang akan diperoleh
- b. Beberapa asumsi untuk parameter yang datanya tidak terukur seperti profil kecepatan, suhu dan tekanan akan mengakibatkan perbedaan hasil yang berbeda dibandingkan kondisi aktual
- c. Untuk bentuk permodelan dengan bentuk geometri dan parameter yang kompleks membutuhkan keahlian khusus, dan *hardware* komputer dengan spesifikasi tinggi dan waktu yang lama/tidak bisa diperkirakan untuk mensimulasikannya, sehingga menyulitkan bila dibutuhkan segera

3.2 Tahap *Pre Processing*

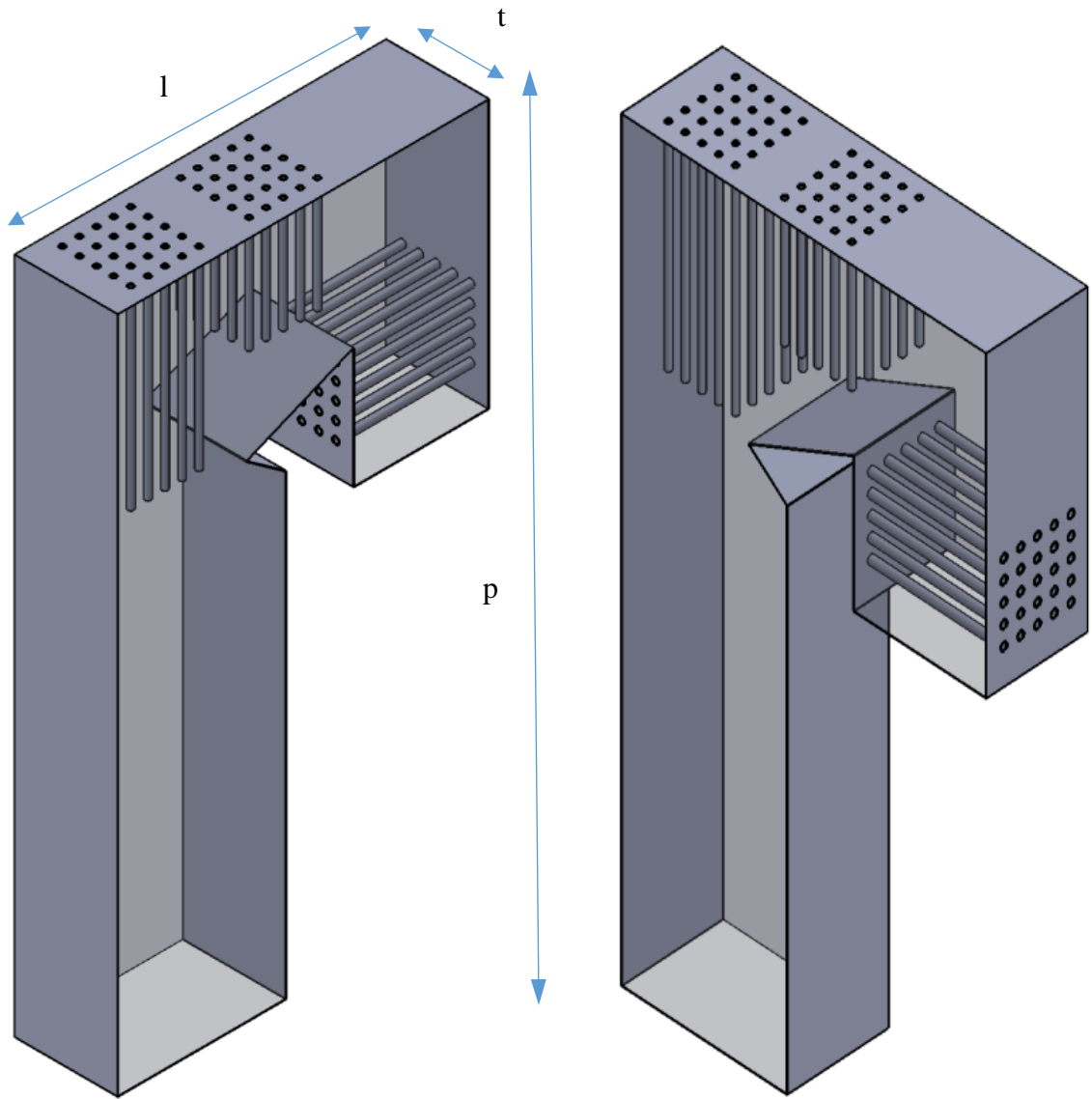
3.2.1 Pembuatan Model

Tahap ini merupakan awal permodelan dengan melakukan pembuatan model geometri, melakukan *mesh* pada model geometri dan pembuatan *boundary condition* pada pembuatan model geometri. Dalam penelitian ini, dilakukan permodelan pada 10 baris *superheater* dan 5 baris *tube reheater* dengan justifikasi berdasarkan *literature review* diketahui pada area tersebut temperatur tertinggi terjadi di *boiler* serta koefisien konveksi dari suatu baris meningkat dengan menambah jumlah baris hingga sekitar baris kelima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan. Permodelan Model geometri *boiler* dibuat menggunakan skala 0.1 dengan berdasarkan dimensi perencanaan rancangan *boiler* pada tabel sebagai berikut

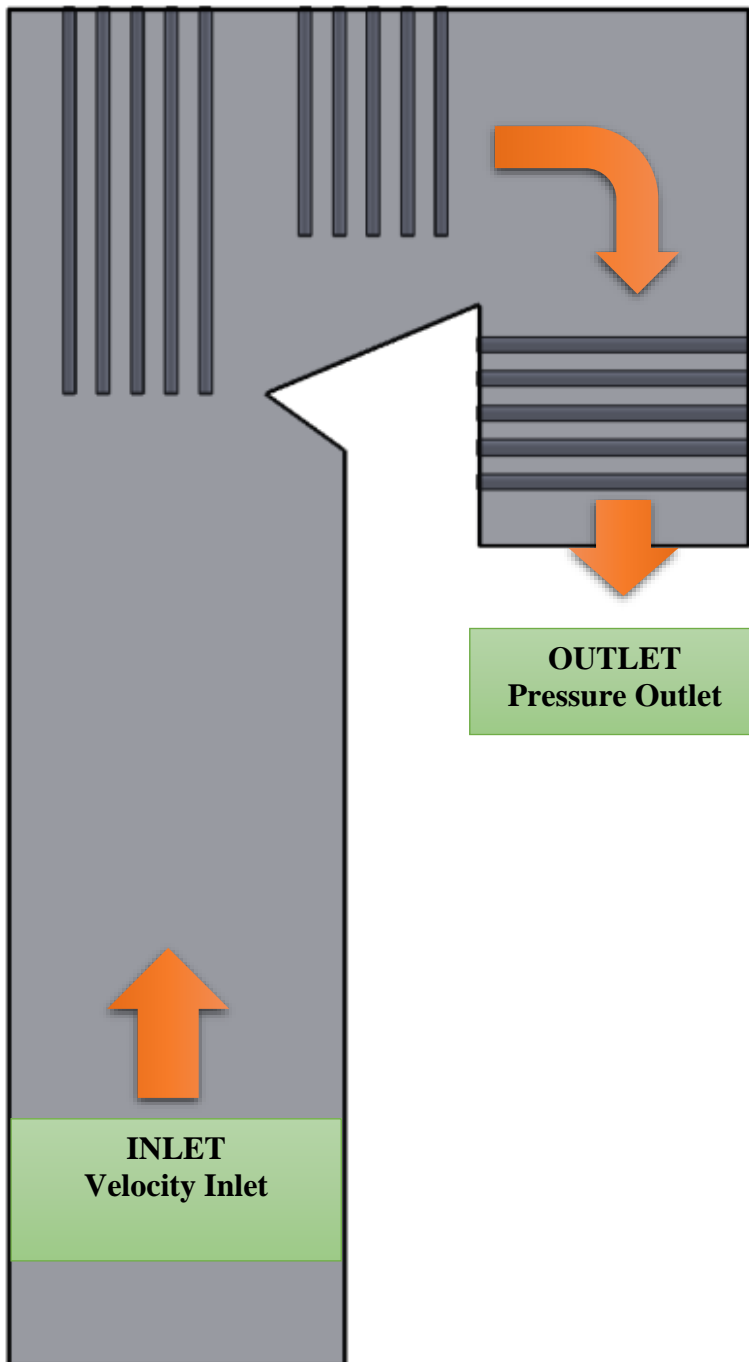
Tabel 3.1 Parameter ukuran utama geometri pada *software CFD*

No	Parameter	Ukuran	Satuan
1	Panjang (p)	62	m
2	Lebar (l)	30	m
3	Tebal (t)	16	m
4	Diameter <i>tube</i> SH	50.8	mm
5	Diameter <i>tube</i> RH	63.5	mm
6	Jarak antar <i>tube</i>	110	mm

Hasil penggambaran geometri dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 3.1: Geometri model *boiler*

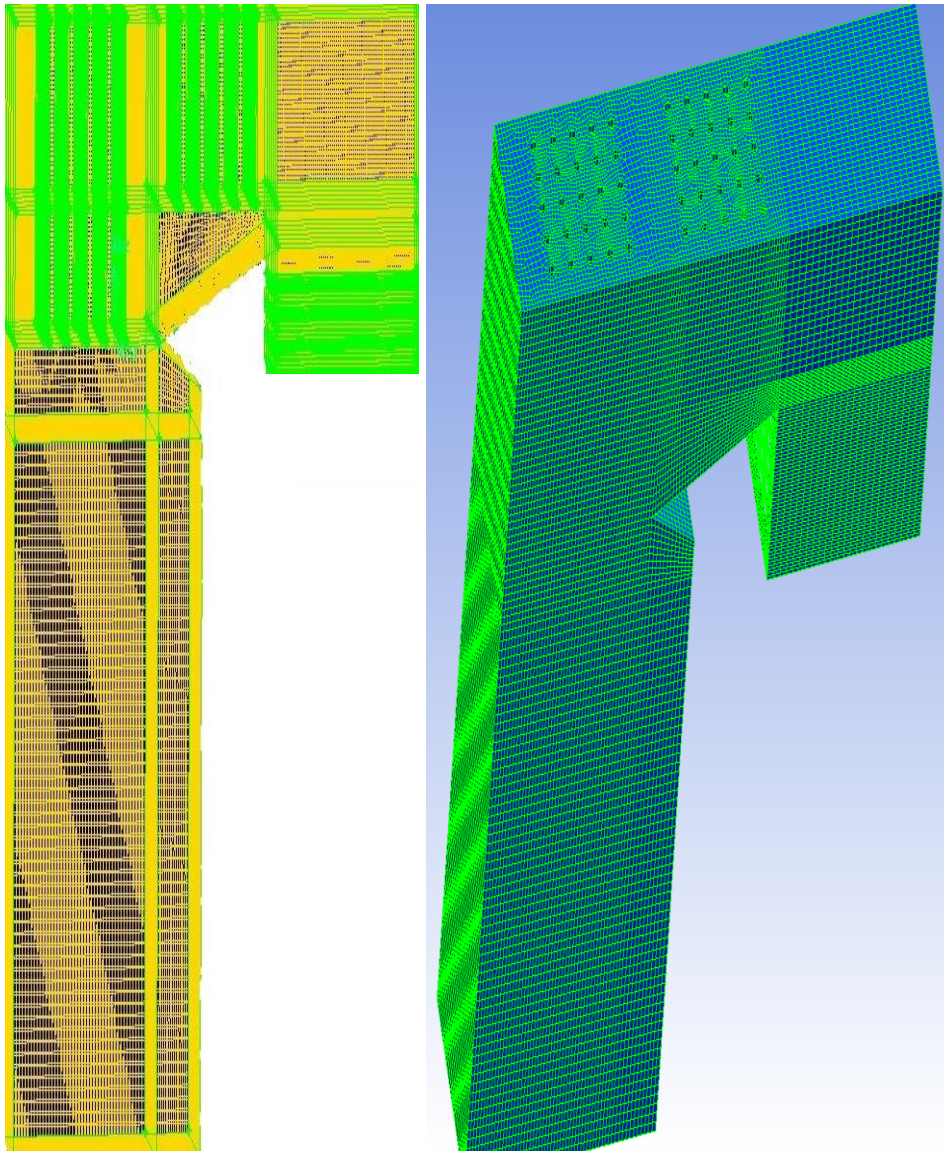


Gambar 3.2: Geometri arah aliran boiler

3.2.2 Pemberian *meshing*

Proses *meshing* atau pemberian *grid* pada model akan menentukan keakurasian dan apakah hasil simulasi tersebut dapat konvergen atau tidak pada saat dilakukan perhitungan dan iterasi. *Meshing* pada permukaan *tube* dibuat mengikuti profile lurus atau pun lengkung pada *wall* dan *tube boiler* agar dapat menghasilkan

pola aliran fluida yang alami. *Mehing* yang rapi dan rapat ini juga sebagai kebutuhan pada simulasi dengan *thermal effect* pada model *k- ϵ standard*. *Meshing* yang jauh dari *tube* atau bukan fokus utama dari penelitian dibuat jarang untuk efektifitas dan memitigasi kemampuan *hardware* yang kurang baik. Berikut gambar geometri yang telah di yang digambarkan pada gambar di bawah ini



Gambar 3.3: Proses *meshing boiler*

Pada penelitian ini dilakukan *meshing* dengan jumlah *Cells* sekitar: 422.396, *Faces*: 1.228.740, *Nodes*: 453.643 dengan element *mesh face* dioptimalkan menggunakan *Quad Map* dan *Quad Pave* tanpa *Tri pave* dan mesh volume *Hex / Wedge Cooper* tanpa *Tet / Hybrid* agar diperoleh hasil *meshing* yang baik. Untuk memeriksa

kualitas *mesh* dilakukan dengan menggunakan *tool examine mesh* diperoleh *show worst element quality value* 0.67 masih jauh lebih baik dari batas 0.92 sehingga hasil evaluasi *mesh* sudah baik

3.2.3 Pengaturan Kondisi Batas (*Boundry Condition*)

Kondisi batas (*boundry condition*) merupakan salah satu tahap *solver* yang penting dimana dilakukan *input data* – data yang diperlukan sebelum menjalankan simulasi. Pengisian *Bondry condition* pada tahap *preprocessing* dilakukan di *software geometry and mesh generation*, Pada tahap ini simulasi diatur sesuai variasi yang diterapkan serta kebutuhan *output* yang diharapkan. maka berikutnya dilakukan pemberian *boundry condition* pada model sebagai berikut

- *Boiler wall* didefenisikan sebagai *wall*
- *Inlet* didefenisikan sebagai *velocity / mass flow - inlet*
- *Outlet* didefenisikan sebagai *Pressure outlet*
- *Superheater tube* didefenisikan sebagai *wall*
- *Reheat tube* didefenisikan sebagai *wall*

3.3 Pengaturan Tahap *Solver*

Pada *software CFD (Computational Fluid Dynamics)* terdapat pilihan untuk menggunakan *solver* 2D/ 3D dengan keakuratan tunggal atau ganda (*single or double precision*), secara umum penggunaan *single precision* cukup akurat, namun pada beberapa kasus lebih baik menggunakan *double precision*, diantaranya bila pada simulasi terdapat mempunyai ukuran yang sangat panjang atau pada kasus yang dihubungkan dengan pipa dengan diameter kecil. Setelah tahap *pre-processing* dengan *software geometry and mesh generation*, *soft copy* diekspor ke *software CFD (Computational Fluid Dynamics)* dalam bentuk *case file* serta dilakukan pengisian *scale factor* 0.1 Berikutnya dilakukan pemilihan *solver* sebelum dilakukan perhitungan *running* iterasi. Berdasarkan pertimbangan tersebut, meskipun membutuhkan waktu lebih lama dan sumber daya yang lebih banyak, pada tahap *solving* ini dilakukan pemilihan dengan 3D dan *Double Precision* untuk memperoleh hasil yang lebih akurat (*precision*), dengan pengisian pada beberapa parameter penting, diantaranya:

3.3.1 Model Solver

Model *solver* adalah *pressure based dan velocity formulation absolut*. Simulasi tersebut berdasarkan persamaan sebagai berikut

- a. Kesetimbangan massa
- b. Kesetimbangan momentum
- c. Kesetimbangan energi

The *pressure-based solver* menggunakan algoritma yang disebut metode proyeksi di mana kendala konservasi massa (kontinuitas) medan kecepatan dicapai dengan menyelesaikan persamaan tekanan (atau koreksi tekanan). Persamaan tekanan diperoleh dari persamaan kontinuitas dan momentum sedemikian rupa sehingga medan kecepatan, dikoreksi oleh tekanan, memenuhi kontinuitas. Karena persamaan yang mengatur tidak linier dan digabungkan satu sama lain, proses solusi melibatkan iterasi di mana seluruh rangkaian persamaan yang mengatur diselesaikan berulang kali sampai solusi menyatu. *Solver segregated* menyelesaikan persamaan secara bertahap (terpisah antara satu persamaan dengan persamaan lain), sementara *solver coupled* menyelesaikan semua persamaan secara bertahap. Perbedaan *solver coupled implisit* dan *coupled eksplisit* adalah pada cara melinierkan persamaan yang akan diselesaikan

Tabel 3.2 Parameter *solver* pada *software CFD*

No	Parameter	Input	No	Parameter	Input
1	<i>Solver</i>	<i>Pressure Based</i>	5	$X (m/s^2)$	0
2	<i>Time</i>	<i>Steady</i>	6	$Y (m/s^2)$	0
3	<i>Velocity Formulation</i>	<i>Absolute</i>	7	$Z (m/s^2)$	-9.8

3.3.2 Model Viscous

Pada aliran turbulen, *Software CFD (Computational Fluid Dynamics)* menyediakan beberapa model penyelesaian. aliran turbulen dikenali dengan adanya medan kecepatan yang berfluktuasi yang membawa besaran momentum, *energi*, partikel. Beberapa model *viscous* diantaranya:

- a. Model *Spalart Allmaras*; merupakan model turbulensi dengan satu persamaan yang menyelesaikan model persamaan transport untuk viskositas kinematik turbulen umumnya digunakan pada aplikasi dunia penerbangan
- b. Model viscous $k - \mathcal{E}$; merupakan model semi empiris tubulen yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen dan skala panjang ditentukan secara independen
- c. Model $k - \omega$; merupakan model perhitungan dengan menghitung efek aliran pada bilangan *Reynold* rendah, kompresibilitas dan penyebaran aliran geser
- d. Model *Reynold Stress*; merupakan model perhitungan dengan menghitung transport untuk tegangan Reynold bersama persamaan laju aliran
- e. Model *Large Eddy Simulation*; merupakan persamaan untuk menyelesaikan persamaan menggunakan pendekatan *direct numerical simulation*

Pada penelitian ini menggunakan $k - \mathcal{E}$ standard (2 eqn) dengan *standard wall function* serta model *constant* tidak dirubah (*defaulted*)

Tabel 3.2 Parameter model *viscous* pada *software CFD*

No	Parameter	Input	No	Parameter	Input
1	<i>Energy</i>	<i>On</i>	5	<i>Cmu</i>	<i>0.09</i>
2	<i>K- epsilon model</i> (2 eqn)	<i>Standard</i>	6	<i>C1 - Epsilon</i>	<i>1.44</i>
3	<i>Near wall treatment</i>	<i>Standard wall function</i>	7	<i>C2 - Epsilon</i>	<i>1.92</i>
4	<i>Option</i>	-			
8	<i>TKE Prandtl Number</i>	<i>1</i>	11	<i>TKE Prandtl Number</i>	<i>None</i>
9	<i>Turbulent viscosity</i>	<i>None</i>	12	<i>Energy Prandtl Number</i>	<i>None</i>
10	<i>TKE Prandtl Number</i>	<i>None</i>			

3.3.3 Tipe Material

Tipe material adalah gas buang (*flue gas*) dan tipe material *solid* dengan parameter *properties* ditentukan sebagai terdapat pada tabel berikut :

Tabel 3.3 Parameter material pada *software CFD*

No	Name	Flue gas	No	Name	Steel
1	Density (kg/ m ³) (constant)	0.138	1	Density (kg/ m ³) (constant)	8030
2	Cp (J/kg. K) (constant)	1089	2	Cp (J/kg. K) (constant)	502.48
3	Thermal conductivity (W/m K) (constant)	0.031	3	Thermal conductivity (W/m K) (constant)	16.27
4	Viscosity (kg/m s) (constant)	2.438 e- 05	4		

3.3.4 Kondisi Batas (*Boundry Condition*)

Kondisi batas (*bondry condition*) merupakan salah satu tahap *solver* yang penting dimana dilakukan input data – data yang diperlukan sebelum menjalankan simulasi. Pada tahap ini simulasi diatur sesuai variasi yang diterapkan serta kebutuhan output yang diharapkan. maka berikutnya dilakukan pemberian *boundry condition* pada model dengan langkah kerja sebagai berikut

- *Inlet* didefenisikan sebagai *Mass flow - inlet*
- *Outlet* didefenisikan sebagai *Pressure Outlet*
- *Superheater tube* dan *reheat tube* didefenisikan sebagai *wall*
- *Boiler wall* didefenisikan sebagai *wall*
- *Default-interior* didefenisikan sebagai *wall*

Pada simulasi ini, dimasukan parameter sebagai berikut pada tabel yang berikut di bawah ini

Tabel 3.4 Parameter kondisi batas *inlet* pada *software CFD*

<i>Mass flow - inlet</i>	<i>Zone Name : Inlet</i>		
<i>Reference Frame</i>	<i>Absolute</i>	<i>Turbulence intensity (%)</i>	5
<i>Velocity specification methode</i>	<i>Magnitude, Normal to Boundry</i>	<i>Turbulence viscosity ratio</i>	10
<i>Velocity magnitude</i>	1.5053	<i>Temperature (K)</i>	1562
<i>Supersonic/Initial Gauge Pressure (constant)</i>	0		
<i>Turbulence specification methode</i>	<i>Intensity and viscosity ratio</i>		

Data temperature referensi berdasarkan pada *temperature fluegas* sebelum area *superheater*, setelah melewati proses pembakaran area *furnce* 1562 K. *Velocity magnitude* merupakan perhitungan dari volume *flue gas* dan luas penampang *boiler* dan skala dari model geometri dengan skala dipekecil 10 kali (0.1)

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1340 \frac{\text{m}^3}{\text{detik}}}{10 \text{ m} \times 9 \text{ m}} = 15.053 \text{ m}^3 / \text{detik}$$

Dengan mempertimbangkan skala geometri 0.10, maka $V \approx 1.5053 \text{ m}^3 / \text{detik}$

Tabel 3.5 Parameter kondisi batas *outlet* pada *software CFD*

<i>Pressure Outlet</i>	<i>Zone Name: Outlet</i>		
<i>Gauge Pressure (constant)</i>	0	<i>Temperature</i>	<i>Uncheck</i>
<i>Back flow direction specification methode</i>	<i>Normal to boundary</i>	<i>Average Pressure spesification</i>	<i>Uncheck</i>
<i>Specification method</i>	<i>Intensity and viscosity ratio</i>	<i>Target Mass flow Rate</i>	<i>Uncheck</i>
<i>Backflow Turbulence intensity (%)</i>	5		

<i>Backflow Turbulence intensity (%)</i>	<i>10</i>
------------------------------------------	-----------

Tabel 3.6 Parameter kondisi batas *Superheater tube* pada *software CFD*

<i>Wall</i>	<i>Superheater Tube</i>		
<i>Adjacent cell zone</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Temperature (K)</i>	<i>696-892</i>
<i>Thermal conditions</i>	<i>Temperatur</i>	<i>Wall Thicknes (m)</i>	<i>0.01</i>
<i>Material Name</i>	<i>Steel</i>	<i>Heat Generation Rate (W/m3) (constant)</i>	<i>0</i>

Tabel 3.7 Parameter kondisi batas *Rerheater Tube* pada *software CFD*

<i>Wall</i>	<i>Reheat Tube</i>		
<i>Adjacent cell zone</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Temperatur (K)</i>	<i>696-892</i>
<i>Thermal conditions</i>	<i>Temperatur</i>	<i>Wall Thicknes (m)</i>	<i>0.01</i>
<i>Material Name</i>	<i>Steel</i>	<i>Heat Generation Rate (W/m3) (constant)</i>	<i>0</i>

3.3.5 Pengendalian Solusi (*Solution Control*)

Solution control mempunyai beberapa parameter pilihan yang perlu dimasukkan sebelum *running* iterasi untuk memperoleh hasil yang konvergen dan memperoleh hasil simulasi yang akurat mendekati aktual. *Option* pada *solution control*, antara lain: *Pressure Velocity* dipilih *SIMPLE* karena cocok untuk aliran bentuk kompleks dan bersifat turbulent

Discretization dipilih *first dan second order upwind (default)* dengan pertimbangan konsisten dalam menghitung *flux* yang mengalir melalui permukaan *cell*, koefisien persamaan diskrit selalu positif sehingga sesuai dengan kebutuhan dan dapat menampilkan arah aliran. Untuk pilihan lainnya dapat dilihat pada dibawah ini

Solution Methods

<i>Scheme</i>	: <i>SIMPLE</i>
<i>Gradient</i>	: <i>Least Squares cell Based</i>
<i>Pressure</i>	: <i>Standard</i>
<i>Momentum</i>	: <i>Second Order Upwind</i>
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	: <i>First Order Upwind</i>
<i>Turbulent Dissipation Rate</i>	: <i>First Order Upwind</i>

Solution Controls

- *Pressure* : 0.3
- *Density* : 1
- *Body Forces* : 1
- *Momentum* : 0.7
- *Turbulent Kinetic Energy* : 0.8

3.3.6 Pengamatan Residual (Monitor Residual)

Kriteria konvergensi pada residual sangat dipengaruhi oleh karakteristik aliran dan kompleksitas bentuk *meshing*. Penentuan nilai konvergensi yang teliti dapat memberikan gambaran karakteristik aliran yang cukup detail maupun fenomena perpindahan panas yang baik. Karena kompleksitas bentuk model dan *meshing* untuk menyelesaikan simulasi modeling pada aliran konveksi maka nilai *residual continuity* ditentukan sebagai berikut

Tabel 3.8 Pengamatan Residual

No	Persamaan	Diskritisasi
1	<i>Continuity</i>	<i>1 e-03</i>
2	<i>X Velocity</i>	<i>1 e-03</i>
3	<i>Y Velocity</i>	<i>1 e-03</i>
4	<i>Z Velocity</i>	<i>1 e-03</i>
5	<i>Turbulence Dissipation</i>	<i>1 e-03</i>
6	<i>Energi</i>	<i>1 e-06</i>
7	<i>k</i>	<i>1 e-03</i>
8	<i>Epsilon</i>	<i>1 e-03</i>

3.3.7 Inisialisasi solusi (*Solution Initialization*)

Pada tahap ini, parameter Inisialisasi solusi akan dilakukan pengisian untuk dilakukan *run calculation* untuk memperoleh hasil penelitian. *Gauge pressure* diisi mempertimbangkan *set point* dari *furnace pressure* dari data unit

Tabel 3.9 Inisialisasi solusi

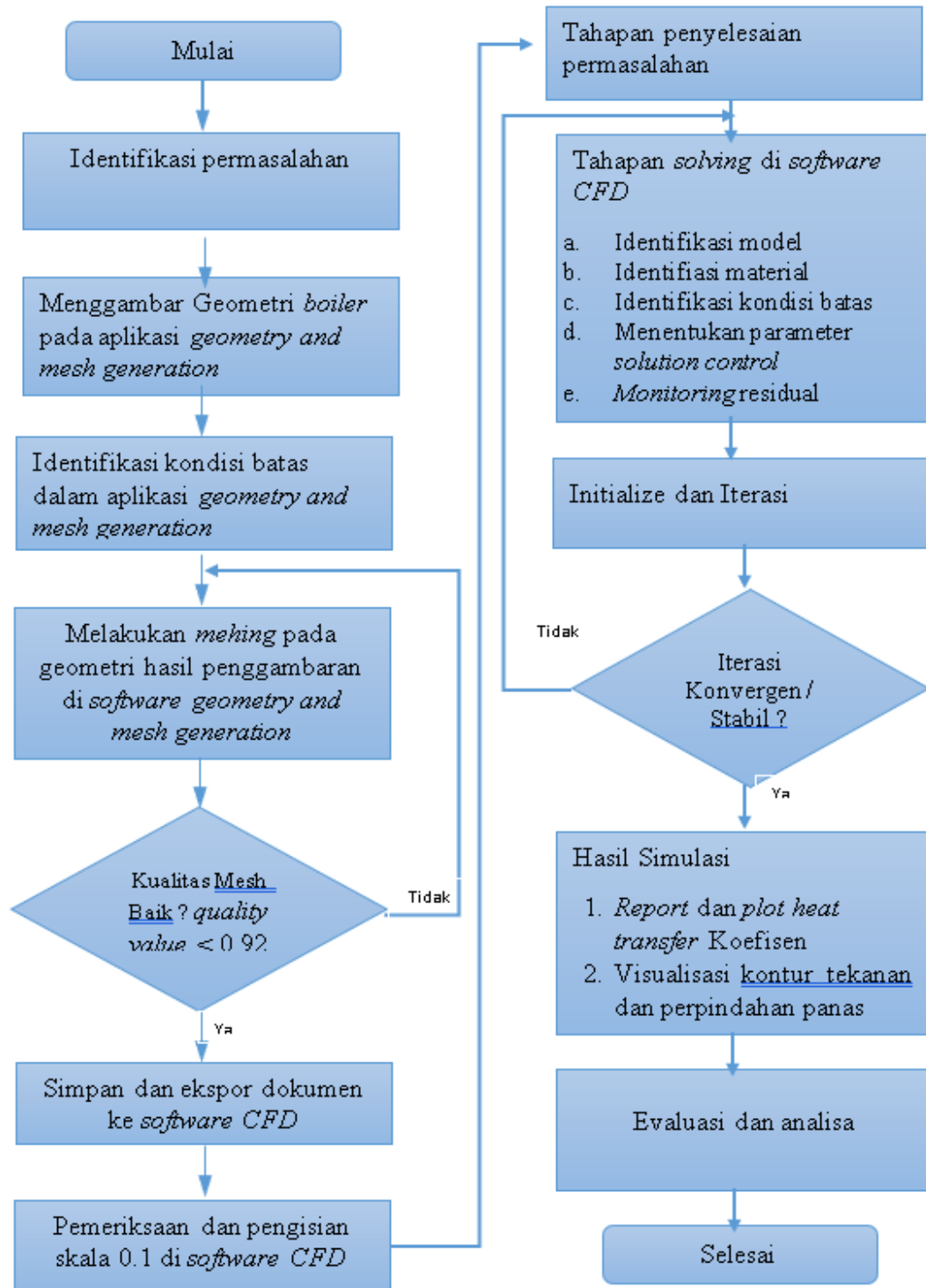
No	Item	Parameter
1	<i>Initialization Methode</i>	<i>Standard Initialization</i>
2	<i>Compute from</i>	<i>All zone</i>
3	<i>Refrence frame</i>	<i>Relative to cell zone</i>
4	<i>Initial value</i>	
5	<i>Gauge Pressure</i>	-117.67
6	<i>X, Y, Z Velocity</i>	0
7	<i>Turbulent Kinetic energy (m²/s³)</i>	0.0084
8	<i>Turbulent Disipation Rate (m²/s³)</i>	0.0036

3.4 Tahap *Post Processing*

Pada tahap ini dilakukan pengolahan data hasil *modeling*. Data dari hasil simulasi ditampilkan dalam bentuk visual dengan hasil visual yang mudah dipahami, menarik bagi awam dan memiliki akurasi yang cukup tinggi serta hasil kuantitatif berupa grafik serta perhitungan yang menggambarkan prakiraan data *velocity*, *temperature* serta *lifetime (time to repture) tube boiler*

3.5 Diagram Alir (flow chart) Penelitian

Diagram Alir (flow chart) penelitian ini secara umum digambarkan sebagai berikut



Gambar 3.4: Diagram Alir (flow chart) Penelitian

3. 6 Rencana Kerja dan Jadwal Kerja Penelitian



Gambar 3.5: Rencana Kerja dan Jadwal Kerja Penelitian

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

BAB 4

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan penelitian berdasarkan metodologi yang dijabarkan sebelumnya dan maka dilakukan pengolahan hasil penelitian *menggunakan aplikasi software CFD (Computational Fluid Dynamics)*. Pengolahan hasil penelitian (*post processing*) yang dilakukan meliputi:

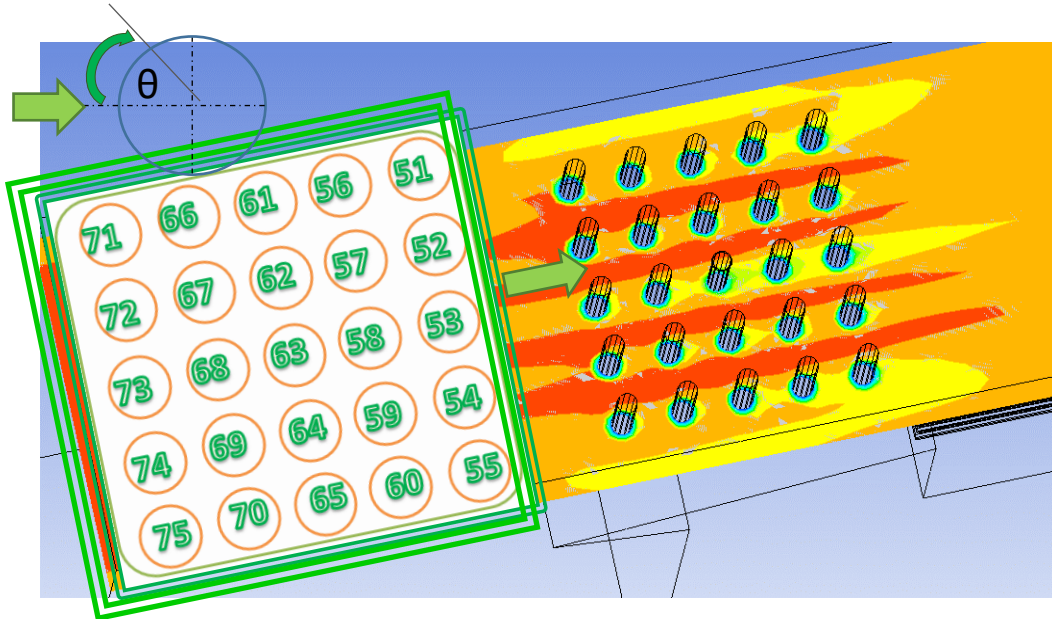
- a. Pengambilan data kualitatif berupa *contour temperature*, kecepatan fluida dan aliran *streamline* dari berbagai potongan 3 dimensi dan 2 dimensi
- b. Pengambilan data kuantitatif berupa pengambilan data *temperature* tube pada serta penghitungan estimasi *lifetime* untuk menentukan material *tube* yang sesuai sehingga perusahaan memperoleh pembangkit dengan kinerja yang terbaik dan dapat beroperasi selama lebih dari 30 tahun

4.1 Susunan Umum (*General Arrangement*) Tube Boiler

Susunan umum (*general arrangement*) *tube boiler* pada penelitian ini terdiri atas *tube boiler* yang berada pada area *superheater 1*, *superheater 2* dan *reheater* terdiri dari 5 baris (*5 rows*) dan 5 deret (*5 lines*), sehingga berjumlah total 25 pipa (*25 tubes*) pada masing – masing area dan total pipa sebanyak 75 pipa (*75 tubes*). Penelitian ini difokuskan pada pipa deret 3 dari setiap area *superheater 1*, *superheater 2* dan *reheater* dengan pertimbangan bahwa susunan pipa pada area tersebut berada di tengah – tengah susunan pipa dan dapat mewakili hasil pengukuran pada pipa lainnya pipa. Untuk menghindari kesalahan pembacaan data dan memudahkan pengelolaan hasil simulasi, maka pengelompokan susunan umum *tube boiler* disusun sebagai berikut:

4.1.1 Area *superheater 1*

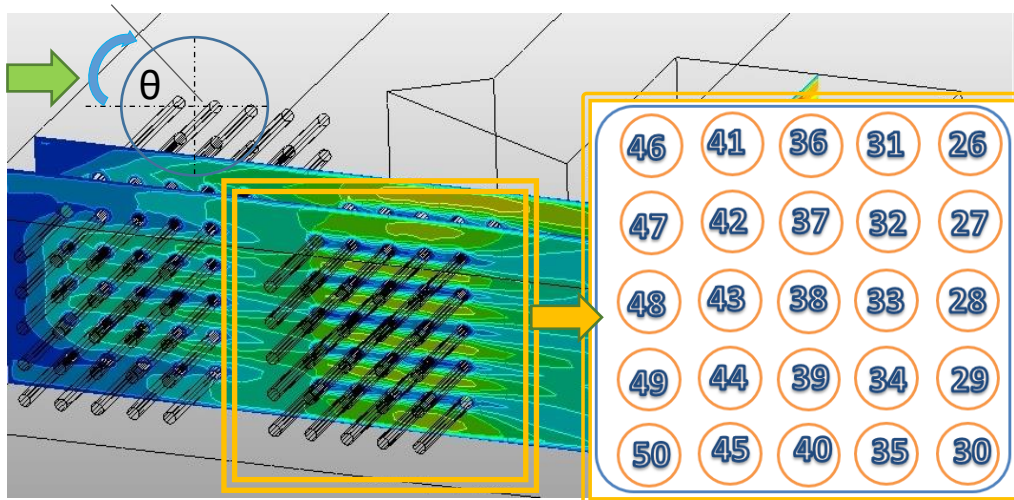
Pada Area *superheater 1*, penomoran pada baris (*row*) 1 terdiri dari *tube no 71-75*, baris 2 terdiri dari *tube no 56-70*, baris 3 terdiri dari *tube no 61-65* dan seterusnya. Penomoran pada deret (*line*) 1 terdiri dari *tube no 71-51*, deret 2 terdiri dari *tube no 72-52*, deret 3 terdiri dari *tube no 61-63* dengan arah aliran dan *flue gas* yang mengenai sudut pipa (θ) ditunjukkan pada gambar di bawah ini



Gambar 4.1: Susunan *tube superheater 1*

4.1.2 Area *superheater 2*

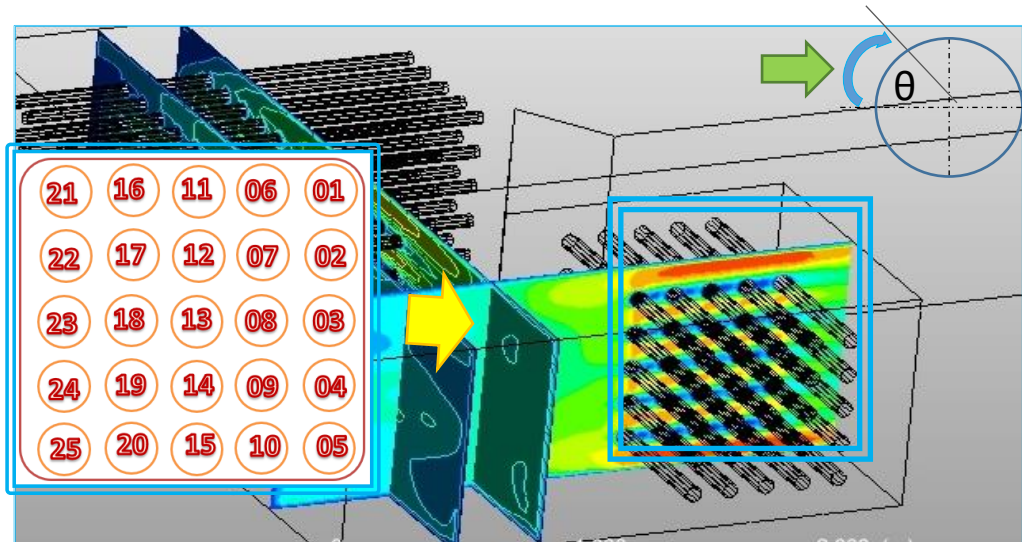
Pada Area *superheater 2*, penomoran pada baris (*row*) 1 terdiri dari *tube no* 46-50, baris 2 terdiri dari *tube no* 41-45, baris 3 terdiri dari *tube no* 36-40 dan seterusnya. Penomoran pada deret (*line*) 1 terdiri dari *tube no* 46-26, deret 2 terdiri dari *tube no* 47-52, deret 3 terdiri dari nomor *tube no* 61-63 dengan arah aliran dan *flue gas* yang mengenai sudut pipa (θ) ditunjukkan pada gambar di bawah ini



Gambar 4.2: Susunan *tube superheater 2*

4.1.3 Area reheater

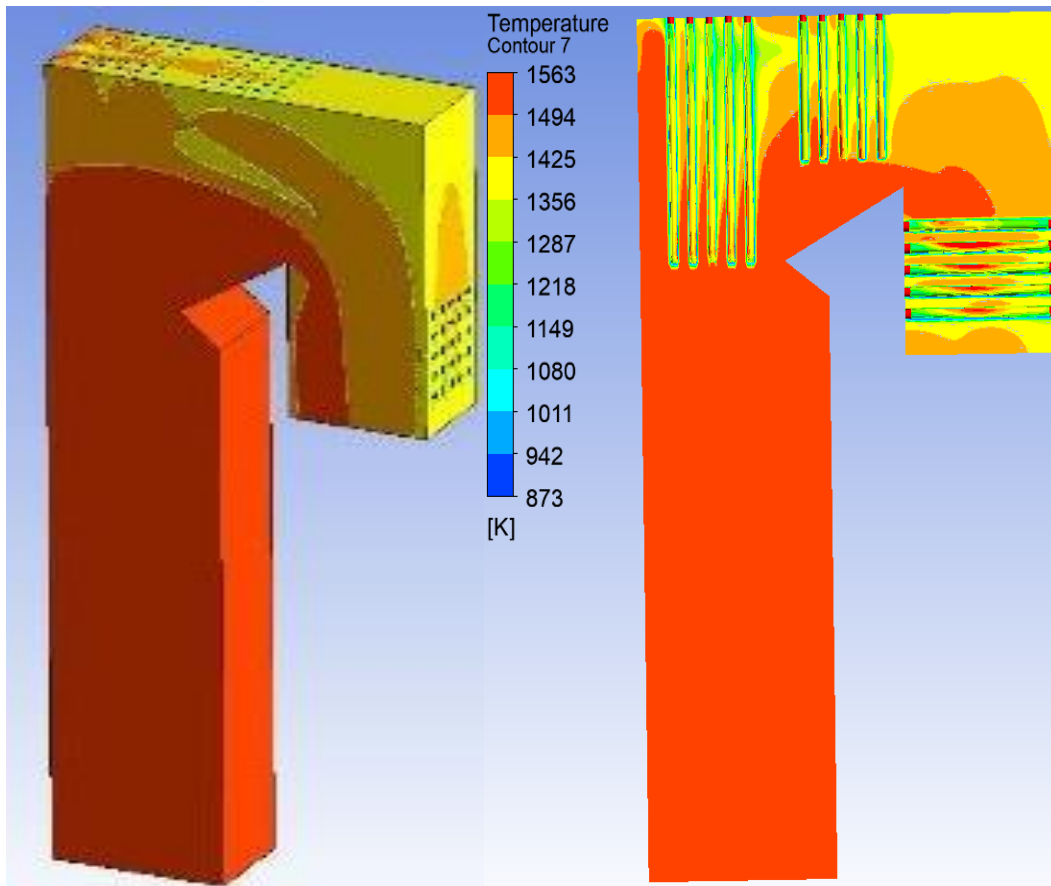
Pada area *reheater*, penomoran pada baris (*row*) 1 terdiri dari *tube no* 21-25, baris 2 terdiri dari *tube no* 16-20, baris 3 terdiri dari *tube* 11-15 dan seterusnya. Penomoran pada deret (*line*) 1 terdiri dari *tube no* 21-01, deret 2 terdiri dari *tube no* 22-02, deret 3 terdiri dari nomor *tube no* 23-03 dengan arah aliran dan *flue gas* yang mengenai sudut pipa (θ) ditunjukkan pada gambar di bawah ini



Gambar 4.3 Susunan *tube reheater*

4.2 Karakteristik Aliran

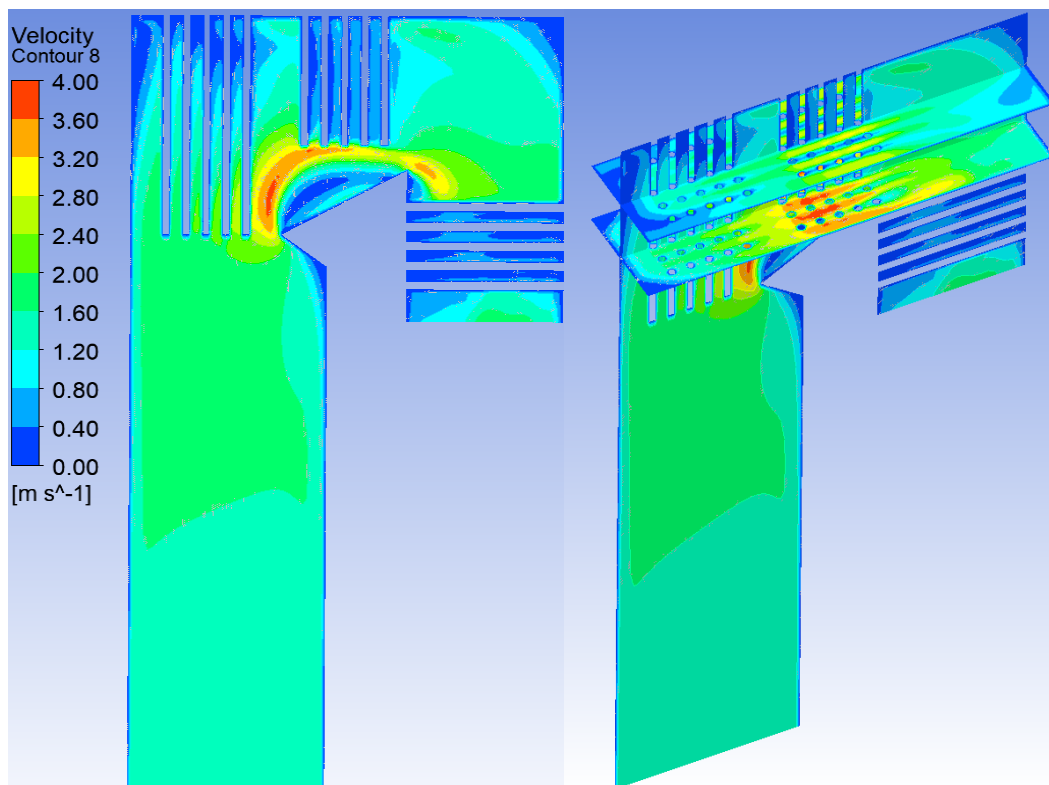
Berdasarkan latar belakang dan tujuan yang ingin di capai dari penelitian ini diantaranya mengetahui dan menganalisa karakteristik aliran *flue gas* pada *superheater boiler* USC 2x1000 MW maka analisa karakteristik difokuskan pada area kritis sekitar tube yang mewakili area lainnya pada *tube boiler*. Gambar di bawah merupakan hasil simulasi yang menunjukkan karakteristik aliran distribusi *temperature*, *velocity flue gas* dan aliran *streamline* di dalam *boiler*. Pengambilan data dari *post processing* dilakukan pada *software CFD* pada model 3 dimensi yang di iris (*slice*) pada beberapa potongan pada penggambarannya untuk memudahkan pemahaman karakteristik aliran pada penampang 3 dimensi dan 2 dimensi



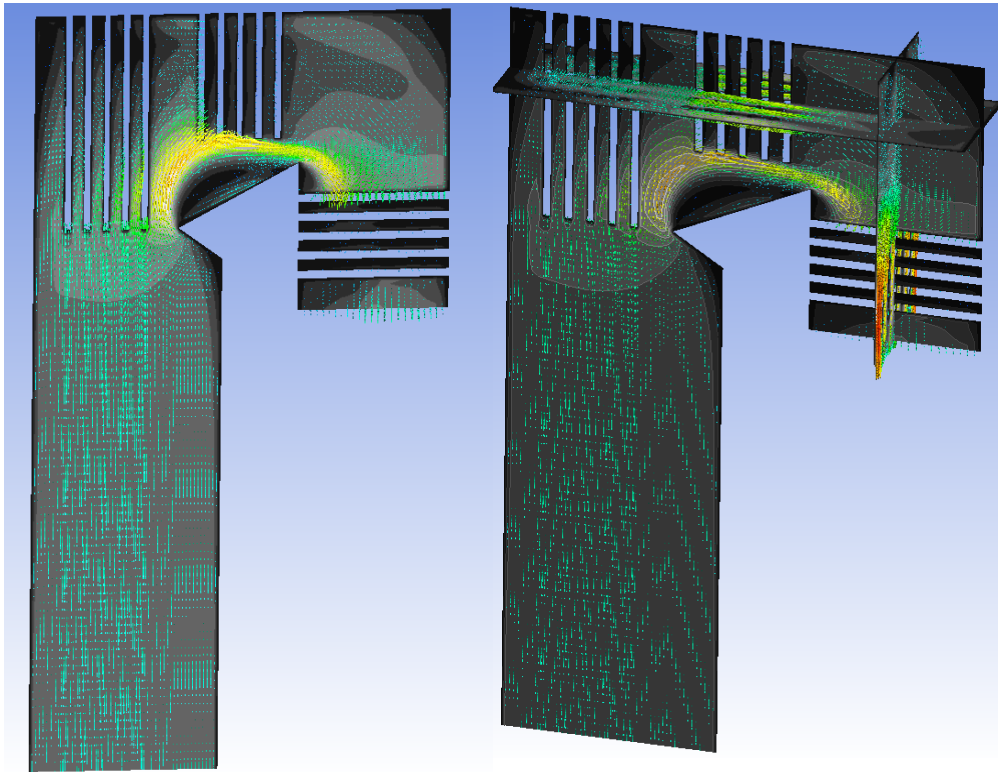
Gambar 4.4: Karakteristik aliran distribusi *temperature*

Pada gambar *countour temperature* dibawah ini , secara umum terlihat bahwa aliran *flue gas* paling tinggi pada area *furnace* kemudian mengalami pendistribusian panas penurunan temperature dikarenakan penyerapan panas dan geometri pada *tube* dan dinding *boiler*

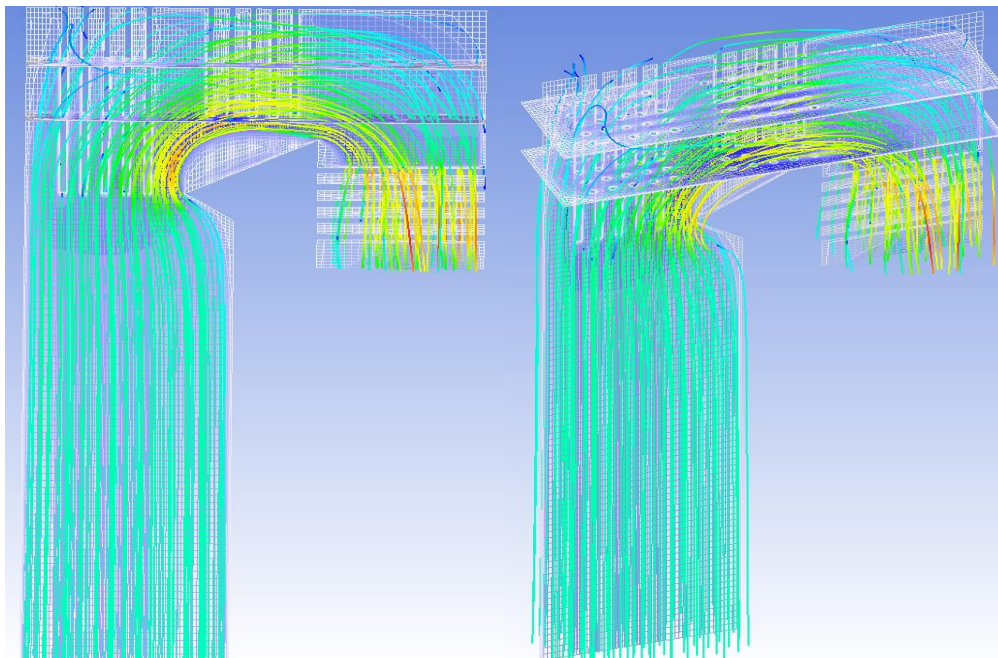
Pada *countour velocity* juga diperoleh hasil yang relatif sama dimana bentuk geometri *tube* dan dinding boiler sangat mempengaruhi distribusi dari *velocity flue gas*, khususnya di area sekitar *nose boiler* yang mengalami peningkatan *velocity* signifikan dan area sekitar *wall*, maupun tube boiler yang mengalami hambatan aliran dan penurunan *velocity flue gas*



Gambar 4.5: Karakteristik aliran *velocity*



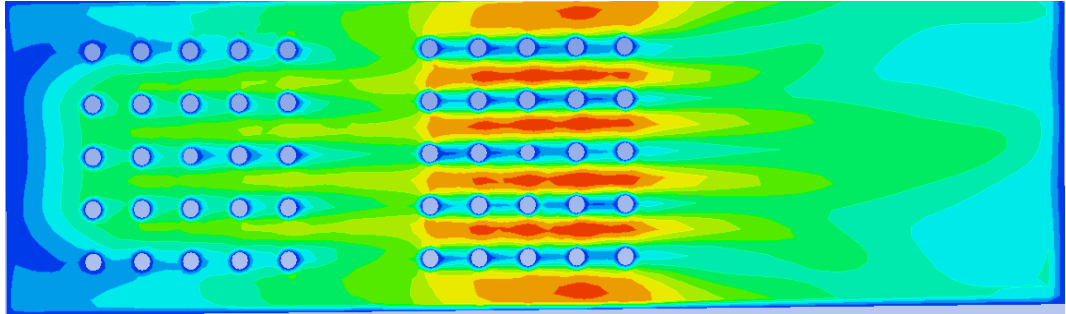
Gambar 4.6: Karakteristik aliran distribusi *velocity*



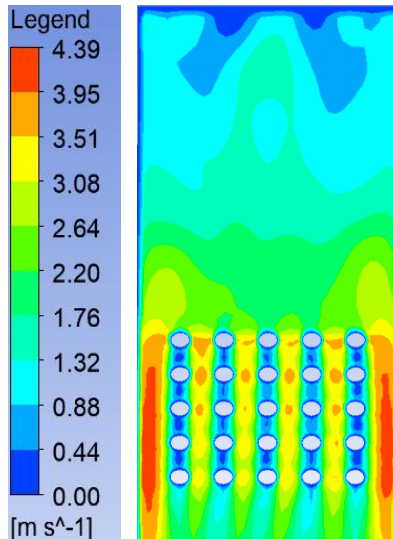
Gambar 4.7: Karakteristik aliran distribusi *streamline* aliran

Pengambilan data *temperature* pada penampang 2 dimensi diambil pada area *superheater 1*, *superheater 2* dan *reheater* di lakukan dengan mengiris (*slice*) penampang pada pertengahan lokasi yang diinginkan.

Berikut gambar *countour velocity* area *superheater 1* dan *superheater 2*



Gambar 4.8: *Countour velocity* penampang 2 dimensi sekitar SH1 dan SH2



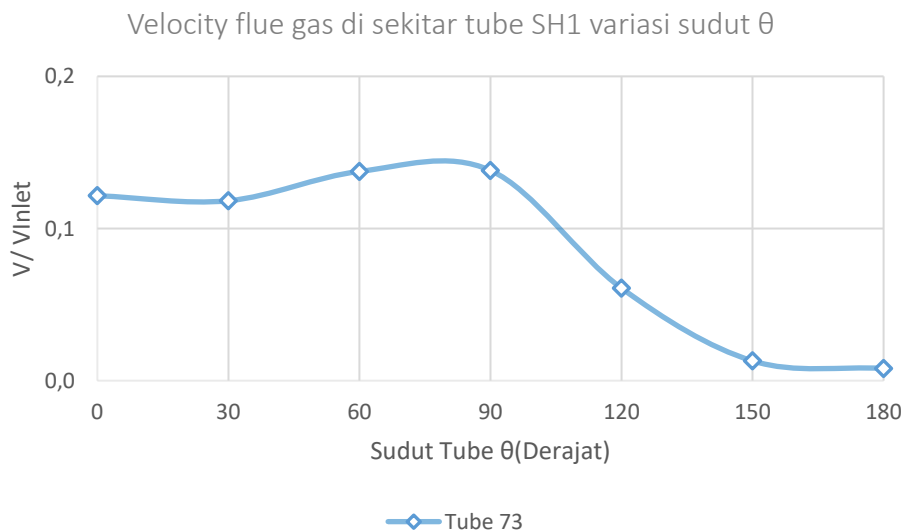
Gambar 4.9: *Countour velocity* dan *temperature* penampang 2 dimensi sekitar RH
 Pada titik-titik atau tempat-tempat pemisahan *boundary layer* terjadi suatu bentuk aliran yang disebut dengan *wake*. Semakin besar *wake*, maka semakin besar juga terjadi perbedaan gaya didepan dan dibelakang lingkaran *tube* berakibat makin besar gaya hambat aliran terhadap lingkaran *tube*. Di titik 180^0 momentum aliran tidak mampu melawan tegangan geser sehingga menyebabkan pecahnya *boundary layer*.

Berdasarkan hasil simulasi pada *software Computational Fluid Dynamic (CFD)* yang ditunjukkan pada Gambar *countour* hasil simulasi. Di peroleh gambaran secara umum bahwa *velocity* tertinggi berada pada celah – celah diantara *tube superheter 2* dan sisi ducting area *reheater*. terlihat dari hasil simulasi bahwa

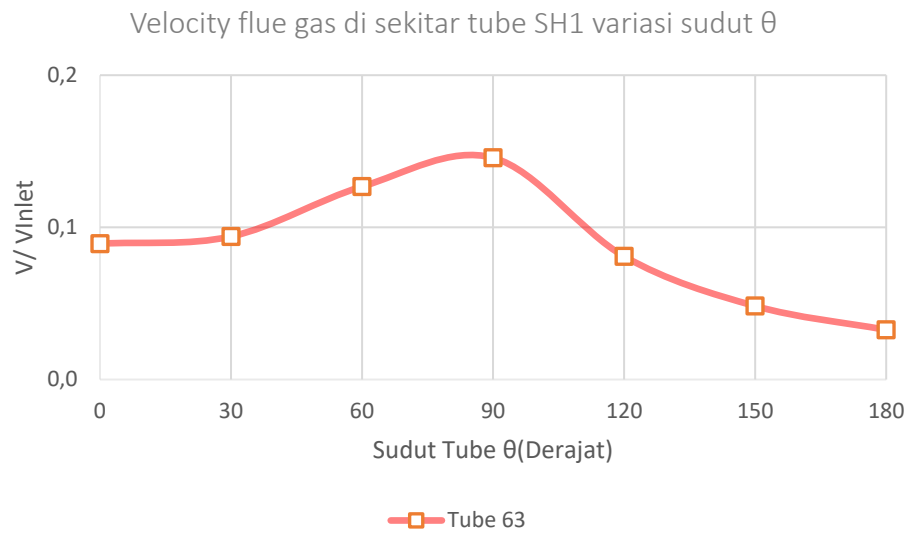
velocity pada area *superheater 2* merupakan daerah kritis yang terjadi pembelokan arah aliran pada jalur lintasan aliran akibat pengaruh geometri *nose boiler* sehingga *velocity* lebih tinggi daripada di area *superheater 1*. Untuk memperoleh data yang lebih akurat dan terperinci pada setiap tube maka dilakukan pemecahan sudut *tube* (θ) 180° menjadi 6 buah setiap 30° sudut terhadap aliran *flue gas* kemudian data *velocity* (V) tersebut dibandingkan dengan data *velocity* (V_∞) *flue gas* pada sekitarnya sehingga sehingga diperoleh hasil *velocity* V/V_∞ sebagaimana berikut

Pengukuran Data Pada Tube Superheater 1 (tube no :73)

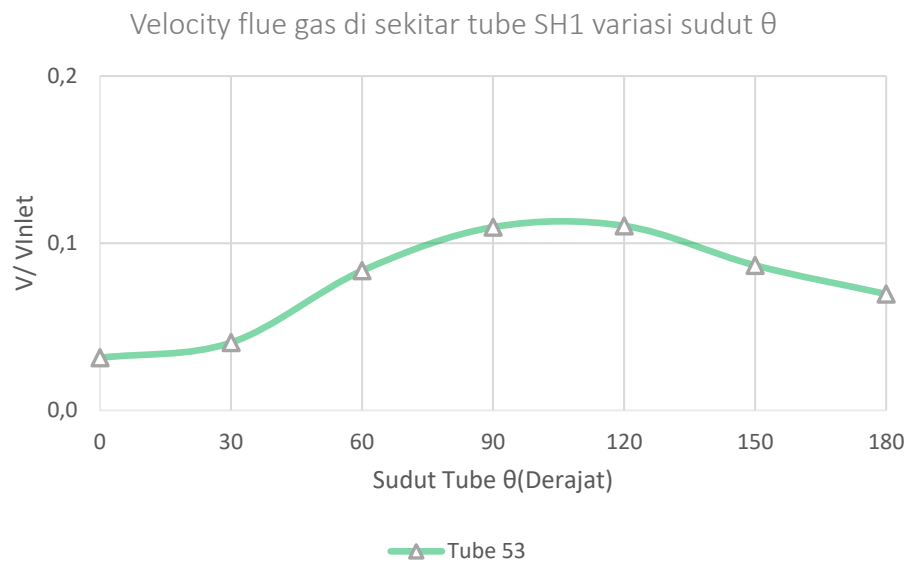
Pengambilan data dari *tube superheater 1* (tube no :73), diperoleh grafik *velocity* V/V_∞ sebagai berikut



Gambar 4.10: Grafik *velocity* sekitar *tube* no: 73 variasi θ tube



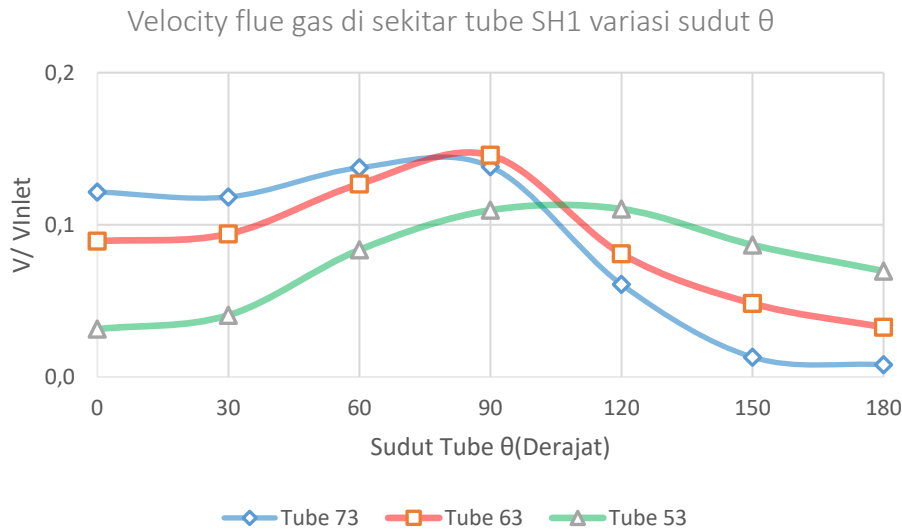
Gambar 4.11: Grafik *velocity* sekitar *tube* no: 63 variasi θ tube



Gambar 4.12: Grafik *velocity* sekitar *tube* no: 53 variasi θ tube

Distribusi *velocity* pada lingkaran *tube* tersebar dari sudut 0° – 360° yang di wakili dengan pengambilan nilai pada sudut 0° – 180° terhadap arah *flue gas* pada bidang tengah vertical silinder, yang berotasi. Titik 0° adalah titik stagnasi terjadinya *boundary layer*. Dari titik 0° ke titik 90° terjadi kenaikan kecepatan berkaitan dengan terpisahnya aliran terjadilah kerugian tekanan yang besar, karena energi kinetik pusaran yang melintas ke dalam arus ikut tidak dapat diperoleh kembali yang berakibat penurunan tekanan dan selanjutnya dari titik 90° ke titik 180° ,

$Pressure\ 180^{\circ} > Pressure\ 90^{\circ}$ dan terjadi penurunan kecepatan pada Titik 180° sehingga area tersebut disebut dengan *point of separation*.



Gambar 4.13: Grafik *velocity* sekitar tube no: 73, 63, 53 variasi θ tube

Dari hasil simulasi diperoleh hasil sebagai berikut:

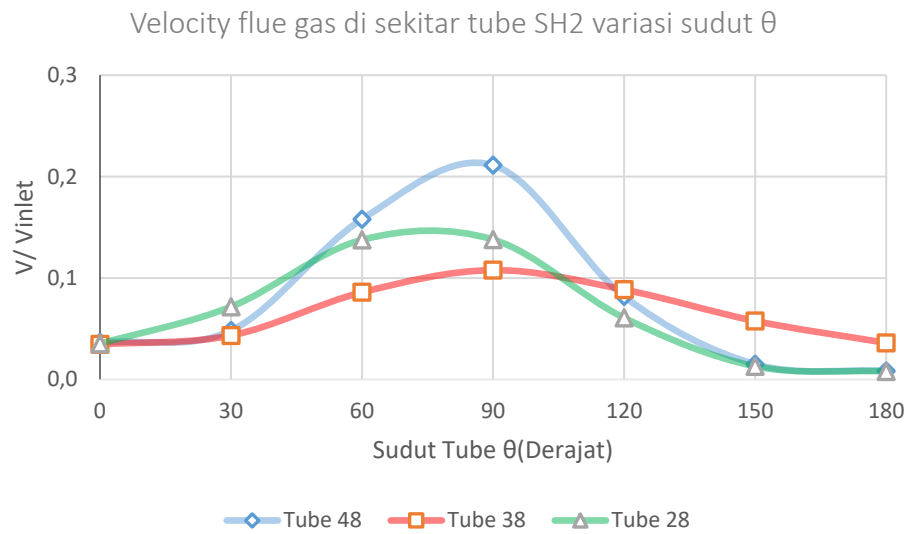
1. Daerah *superheater 1*

Untuk *velocity* V/V_{inlet} pada sekitar *tube* no 73, 63, 53 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut tube (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada tube no 73, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,13817$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,00803$

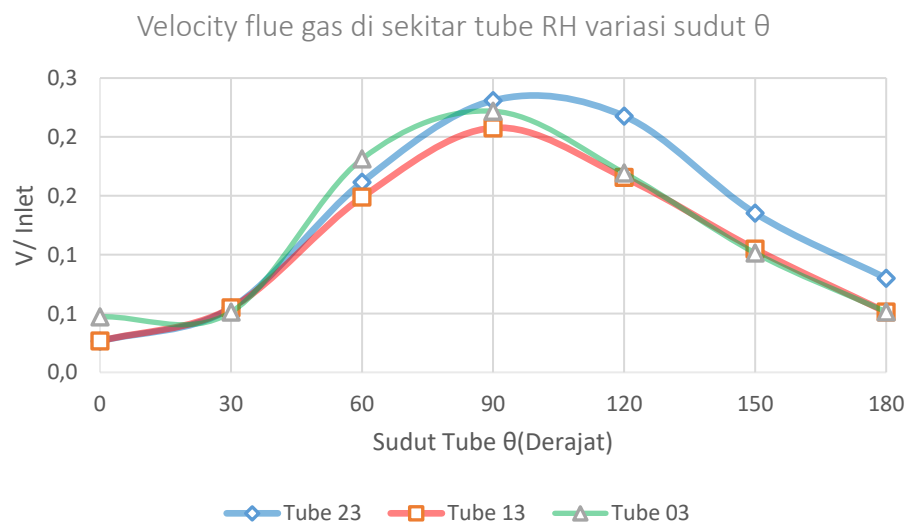
Pada *tube* no 63, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,14569$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,032624$

Pada *tube* no 53, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 120^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,11039$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^{\circ}$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,06961$

Dengan metode yang sama seperti pada area *superheater 1*, maka dilakukan juga pengambilan dan pengolahan data *velocity* pada area *superheater 2* dan area *reheater*, dengan hasil sebagai berikut:



Gambar 4.14: Grafik *velocity* sekitar *tube* no: 48, 38, 28 variasi θ *tube*



Gambar 4.15: Grafik *velocity* sekitar *tube* no: 23, 13, 03 variasi θ *tube*

2. Daerah *superheater* 2

Untuk *velocity* V/V_{inlet} pada sekitar *tube* no 48, 38, 28 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut *tube* (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada *tube* no 48, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,21127$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,00848$

Pada *tube* no 38, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,10779$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,03608$

Pada *tube* no 28, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,13795$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,00802$

3. Daerah *reheater*

Untuk *velocity* V/V_{inlet} pada sekitar *tube* no 23, 13, 03 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut *tube* (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada *tube* no 23, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,23089$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 0^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,2641$

Pada *tube* no 13, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 2,0690$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,2654$

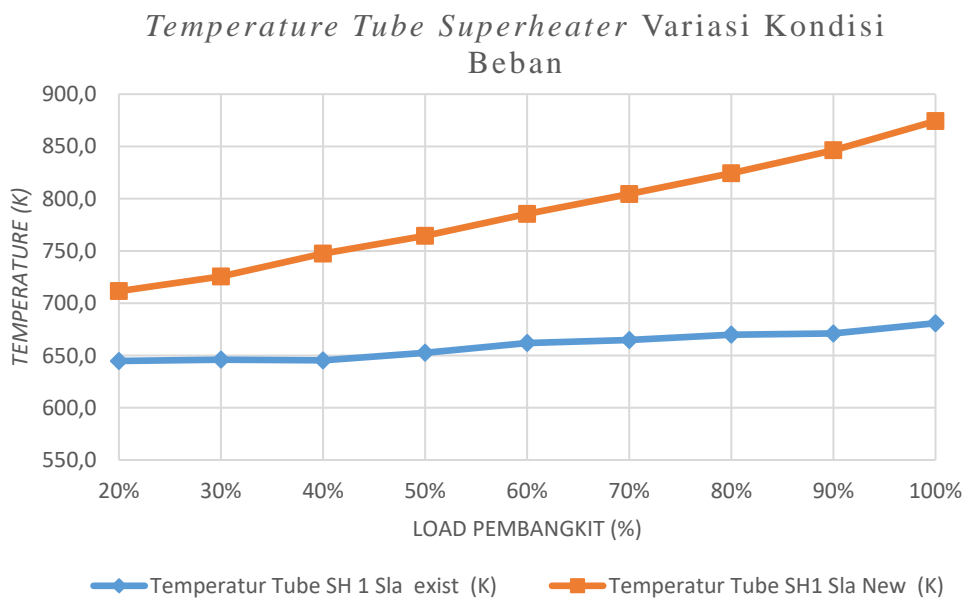
Pada *tube* no 03, daerah yang perbandingan *velocity* V/V_{inlet} paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 90^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 2,2103$ dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $V/V_{inlet} \approx 0,4698$

4.3 Karakteristik Temperature Pipa

Pada penelitian ini, dilakukan pengambilan dan pengolahan data temperature pada pipa boiler area superheater. Simulasi dilakukan beberapa kali hingga mencapai hasil konvergen pada berbagai kondisi beban pembangkit dari beban 20 % - hingga beban 100 %. Kemudian di bandingkan dengan data dari operasional pembangkit subcritical yang diambil dari DCIS.

4.2.1 Temperatur tube superheater pada variasi beban pembangkit

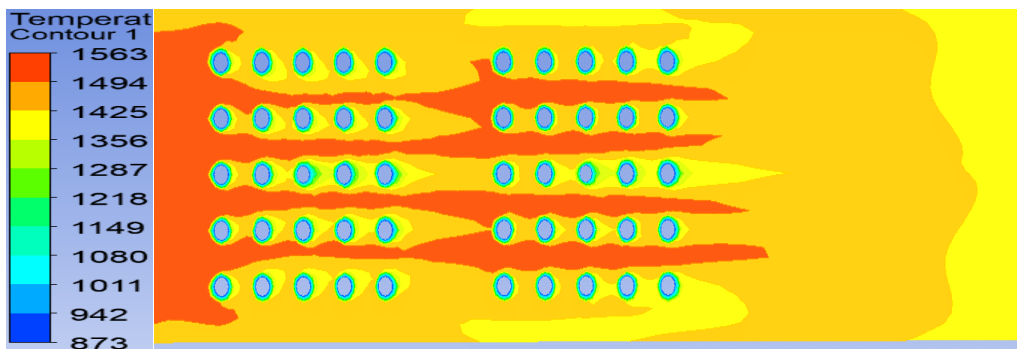
Dari hasil penelitian, diperoleh grafik *temperature tube* di *superheater 1* antara pembangkit *ultra critical* dan *sub critical* memiliki persamaan tren kenaikan yang sama. Pada awal grafik, perbedaan *temperature* relative sedikit dan menjadi semakin menjauh pada beban 100 %. Hal ini dikarenakan boiler pada pembangkit *ultra super critical* memiliki *temperature* yang jauh lebih tinggi dari pada boiler *subcritical*



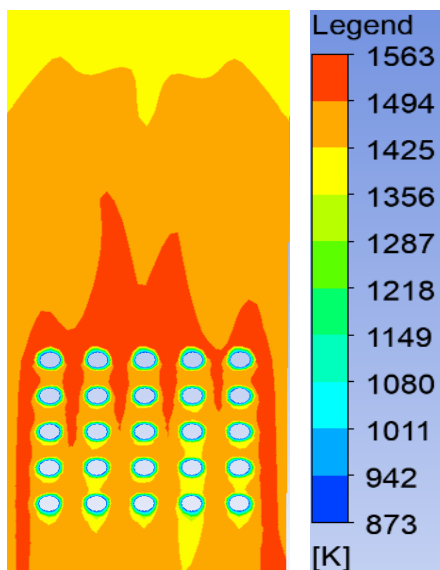
Gambar 4.16: Grafik *temperature tube superheater* pada variasi beban pembangkit

Dari *countour temperature* pada area *superheater 1* , *superheater 2* dan *reheater* di bawah ini dapat terlihat dengan jelas temperatur aliran fluida lebih tinggi pada area baris 1 dan celah diantara *tube*. Dari gambar dibawah ini dapat dilihat bahwa pusaran dari kedua sisi lingkaran tube meluas ke belakang, sehingga terbentuk arus ikutan (*wake*) atau jalur pusaran-pusaran.

Berikut gambar *countour temperature* area *superheater 1* dan *superheater 2*



Gambar 4.17: *Countour temperature* penampang 2 dimensi sekitar SH1 dan SH2



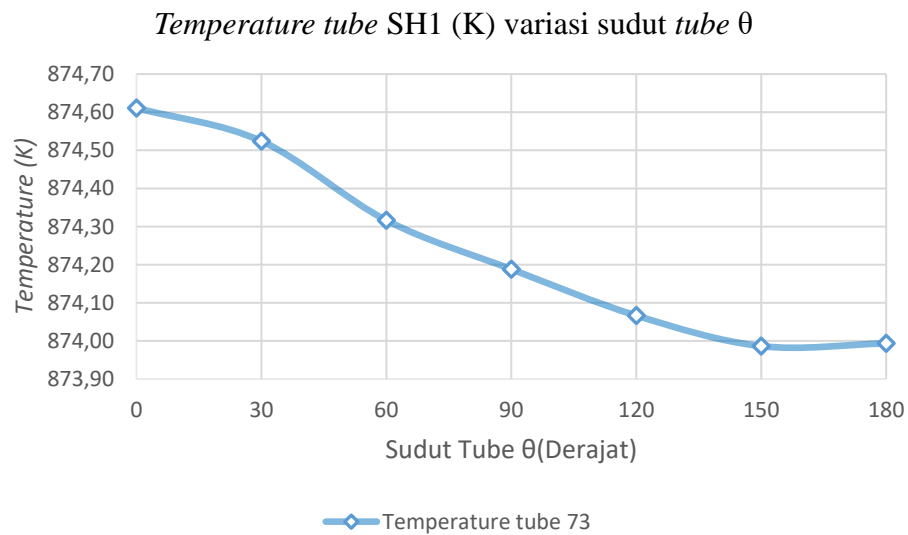
Gambar 4.18: *Countour temperature* penampang 2 dimensi sekitar RH

Berdasarkan hasil simulasi pada *software Computational Fluid Dynamic (CFD)* yang ditunjukkan pada gambar *countour* hasil simulasi. Di peroleh gambaran secara umum bahwa *temperature* tertinggi berada pada bahwa pada baris pertama susunan *tube superheter 1*. Hal yang sama juga konsisten pada gambaran umum *velocity flue*

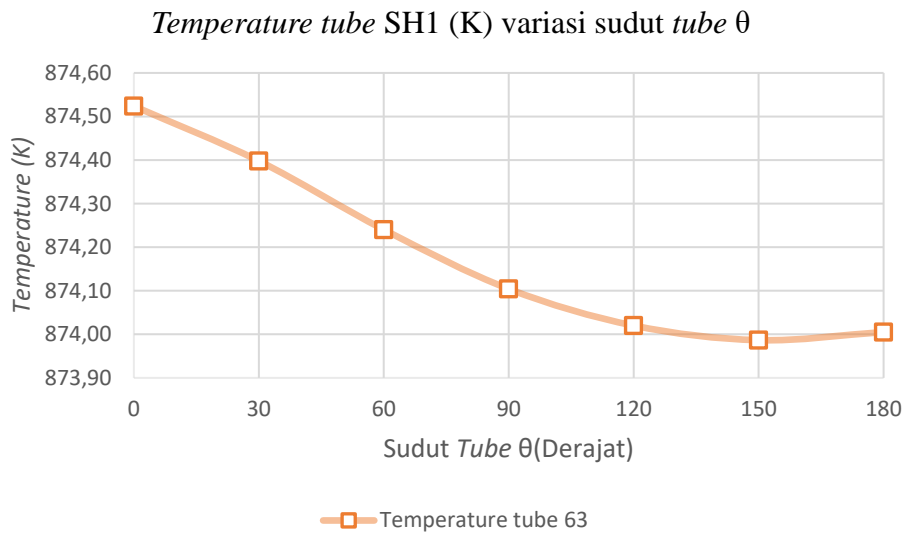
gas baris pertama yang relatif lebih tinggi dari baris berikutnya. terlihat dari hasil simulasi bahwa *temperature* pada baris pertama merupakan daerah kritis yang terjadi pembelokan arah aliran pada jalur lintasan aliran sehingga *temperature* dan *velocity* lebih tinggi. Untuk memperoleh data yang lebih akurat dan terperinci pada setiap *tube* maka dilakukan pemecahan sudut *tube* (θ) 180° menjadi 6 buah setiap 30° sudut yang di grafikan dalam 6 buah sudut setiap 30° terhadap aliran *flue gas* sehingga diperoleh hasil yang lebih akurat dan terperinci sebagaimana berikut

A. Pengukuran data pada *tube superheater 1* (*tube no* :73)

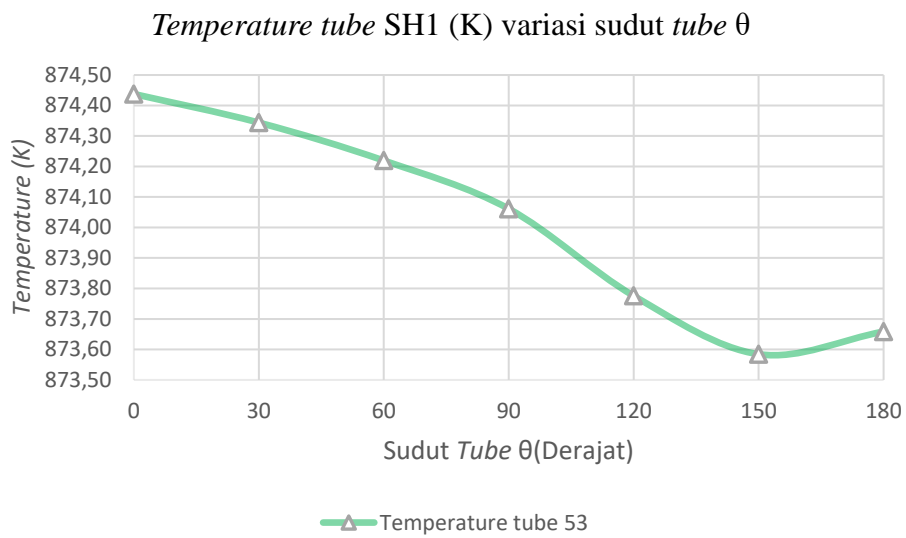
Pengukuran data pada *tube superheater 1* (*tube no* :73) diperoleh grafik *temperature*, *velocity* dan *wall heat transfer coefficient* sebagai berikut



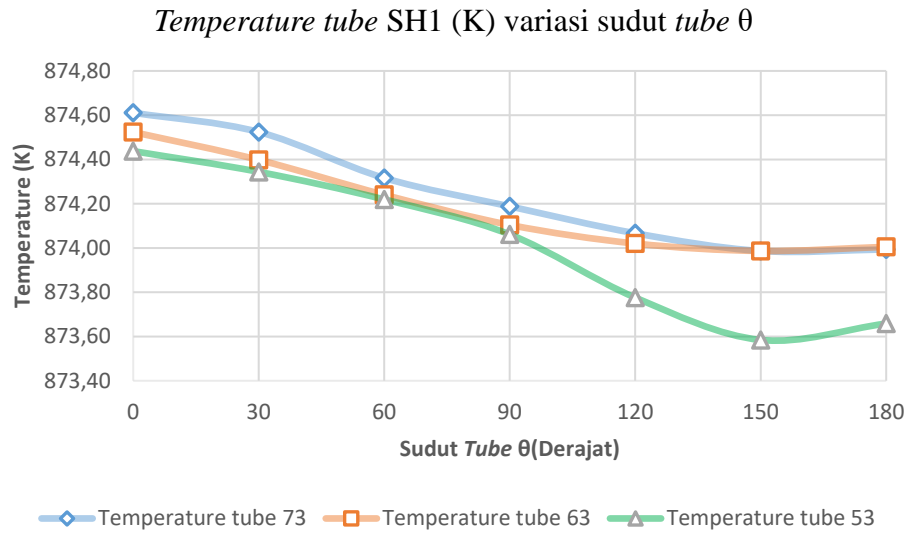
Gambar 4.19: Grafik *temperature* sekitar *tube no*: 73 variasi θ *tube*



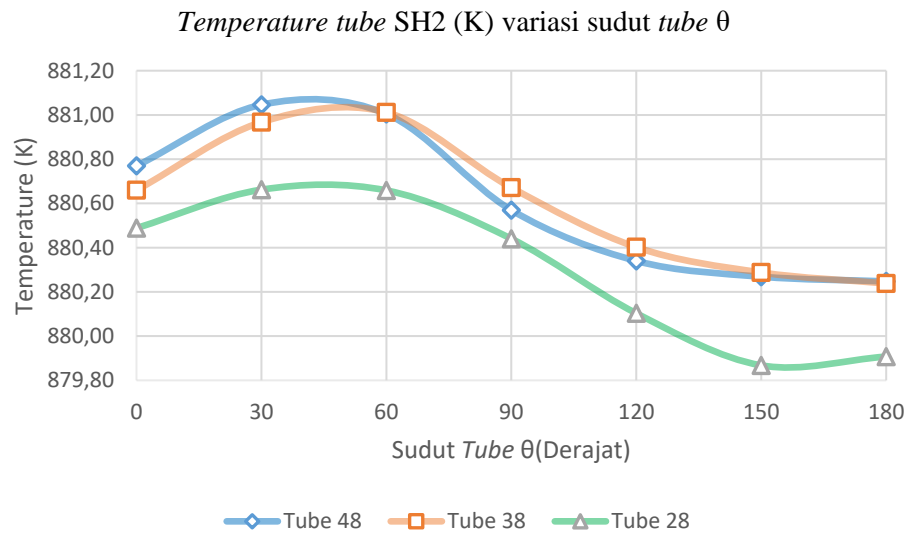
Gambar 4.20: Grafik *temperature* sekitar *tube* no: 63 variasi θ *tube*



Gambar 4.21: Grafik *temperature* sekitar *tube* no: 53 variasi θ *tube*



Gambar 4.22: Grafik *temperature* sekitar tube no: 73, 63, 53 variasi θ tube



Gambar 4.23: Grafik *temperature* sekitar tube no: 48, 38, 28 variasi θ tube

Dari hasil simulasi diperoleh hasil sebagai berikut:

1. Pada area *superheater 1*

Untuk *temperature* pada sekitar tube no 73, 63, 53 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut tube (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada tube no 73, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 0^\circ$ dengan nilai $T \approx 874,610$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 150^\circ$ dengan nilai $T \approx 873,986$ K

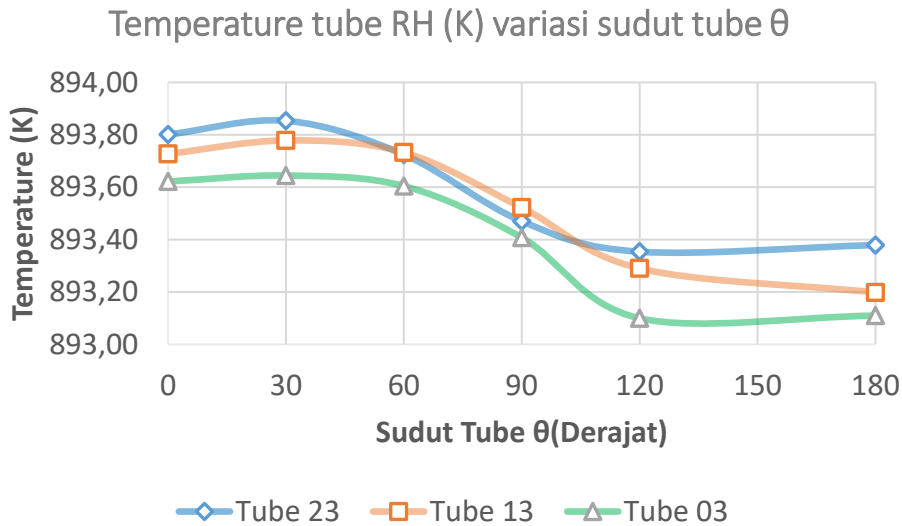
Pada tube no 63, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 0^\circ$ dengan nilai $T \approx 874,524$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 150^\circ$ dengan nilai $T \approx 873,987$ K

Pada tube no 53, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 0^\circ$ dengan nilai $T \approx 874,438$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 150^\circ$ dengan nilai $T \approx 873,584$ K

2. Pada area *superheater 2*

Untuk *temperature* pada sekitar tube no 48, 38, 28 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut tube (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada tube no 48, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 30^\circ$ dengan nilai $T \approx 881,046$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $T \approx 880,247$ K

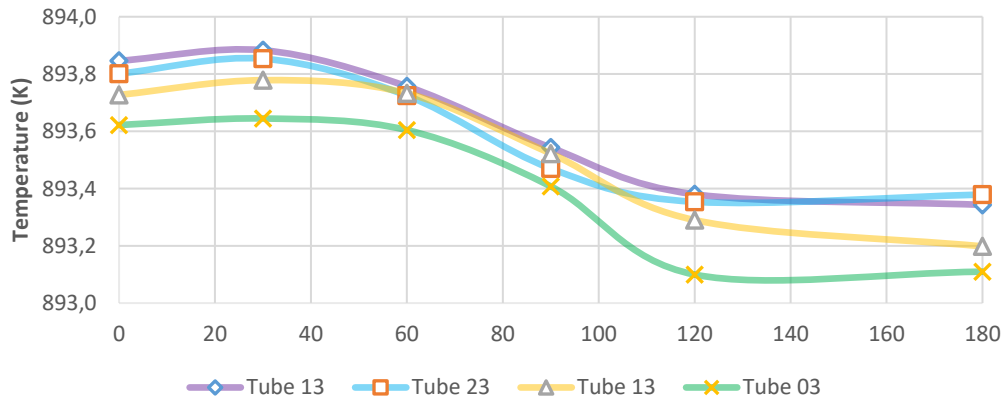
Pada tube no 38, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 60^\circ$ dengan nilai $T \approx 881,011$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $T \approx 880,238$ K



Gambar 4.24: Grafik *temperature* sekitar tube no: 23, 13, 03 variasi θ tube

Sebagai pembandingan dengan area tube no 21 yang berada disisi *wall area reheater*, maka dilakukan pengambilan *temperature tube* 21 dengan nilai yang tidak signifikan lebih tinggi sedikit namun tren grafik relatif sama dengan tube lainnya

Temperature tube RH (K) variasi sudut tube θ dibandingkan tube 21 (sisi wall)



Gambar 4.25: Grafik *temperature* sekitar *tube* no: 21, 23, 13, 03 variasi θ *tube*

3. Pada area *reheater*

Untuk *temperature* pada sekitar *tube* no 23, 13, 03 maka diperoleh hasil berdasarkan sudut *tube* (θ) terhadap aliran *flue gas* sebagaimana dapat dilihat dari gambar diatas, pada *tube* no 23, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 30^0$ dengan nilai $T \approx 893,853$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 120^0$ dengan nilai $T \approx 893,353$ K

Pada *tube* no 13, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 30^0$ dengan nilai $T \approx 893,778$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^0$ dengan nilai $T \approx 893,198$ K

Pada *tube* no 03, daerah yang *temperature* paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 30^0$ dengan nilai $T \approx 893,644$ K dan yang terendah berada pada $\theta \approx 180^0$ dengan nilai $T \approx 893,109$ K

4.4 Perhitungan *Lifetime* Dan Pemilihan Material Tube

Kerusakan material *tube* yang dioperasikan pada temperature yang tinggi dalam (0.3-0.4 Tm material) dalam jangka waktu yang cukup lama tanpa ada kesalahan pengoperasian, umumnya akibat adanya pengaruh *creep*. Berdasarkan data yang diperoleh dari penelitian, maka kemudian dipilih material *tube boiler* yang cocok diantara beberapa alternatif material *tube boiler* yang disampaikan oleh EPC atas 2 material *tube*, dengan *chemical properties* pada tabel berikut

Tabel 4.1 Alternatif material *tube boiler*

Alternatif	1	2
Material	ASTM A213 Grade TP347HFG	ASTM A213 SA 213 30432 Super 304H
Chemical properties	Cr : 17 - 19 % Ni: 9 - 13 % C : 0.06 - 0.1 % Mn : 0 - 2% Si : 0 - 1 %	Cr : 17 - 19 % Ni: 7.5-10.5 % C : 0.07-0.13 % Mn : 0 - 1% Si : 0 - 0.30 %

Ke dua alternatif merupakan material material yang tahan panas dengan Tm: 1375 - 1450 °C dan sama – sama merupakan *Austenitic Stainless Steel*. Pemilihan material ini mengutamakan kemampuan *tube* memenuhi *lifetime* yang dipersyaratkan pada *technical requirement* yaitu mampu beroperasi diatas 30 tahun (> 262.800 jam) pada *temperature tube* yang sangat tinggi secara terus menerus (*continue*) dan potensi biaya pemeliharaan / gangguan yang minimal

Oleh sebab itu dilakukan perhitungan berdasarkan persamaan Parameter Larson-Miller (PLM) untuk *temperature* tertinggi (Tmax) dan terendah (Tmin) yang diperoleh dari hasil penelitian, masing - masing pada area *Superheater 1*, *Superheater 2* dan *Reheater* agar diperoleh *time to failure (rupture time)* untuk material *tube* TP347HFG dan Super 304H untuk memastikan material yang di pilih pada seluruh pipa setidaknya memiliki *life time* diatas 30 tahun (> 262.800 jam)

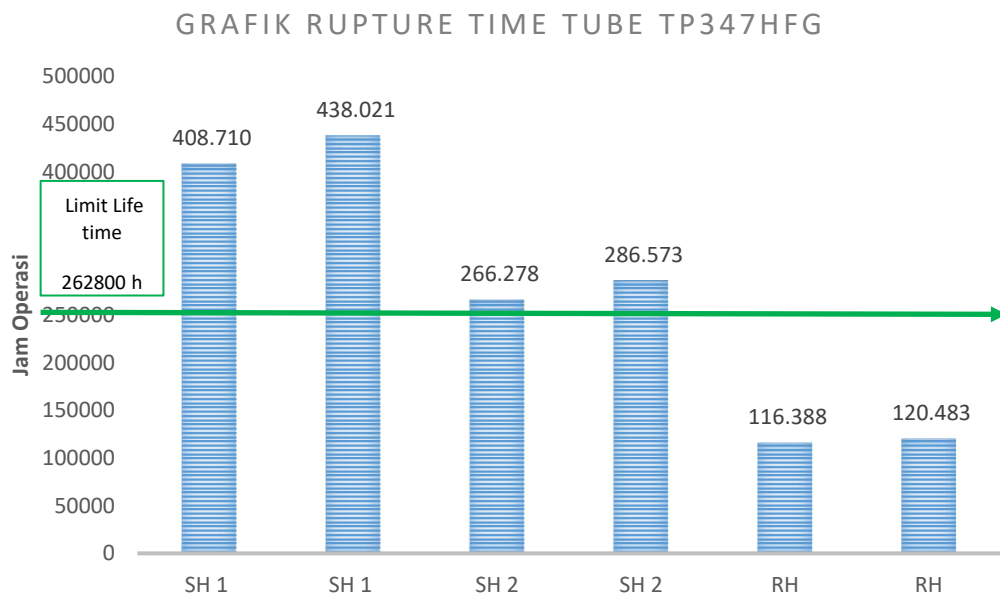
A. Alternatif 1: ASTM A213 Grade TP347HFG

Dengan menggunakan Parameter Larson-Miller (PLM) untuk perhitungan *time to failure (rupture time)* pada ASTM A213 Grade TP347HFG diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut

Tabel 4.2 Alternatif material *tube boiler* TP347HFG

Area tube	SH 1	SH 1	SH 2	SH 2	RH	RH
PLM	22400	22400	22400	22400	22400	22400
T	874,61	873,584	881,011	879,90 7	893,644	893,109
Log Tr	5,611	5,641	5,425	5,457	5,066	5,081
Time Rapture	408.710	438.021	266.278	286.57 3	116.388	120.483
Requirement	262.800	262.800	262.800	262.80 0	262.800	262.800
Lifetime	> 30 Tahun	> 30 Tahun	< 30.3 Tahun	> 30 Tahun	< 13.3 Tahun	< 13,8 Tahun

- Pada area SH1, Tr 1: 408.710 h, Tr2: 438.021 h (keduanya mampu beroperasi > 30 Tahun)
- Pada Area SH2, Tr1: 266.278 h, Tr: 286.573 h (Tr1 hanya mampu beroperasi sekitar 30.3 tahun)
- Pada area RH, Tr1: 116.388 h, Tr2: 120.483 h (keduanya hanya mampu beroperasi sekitar 13.3- 13.8 tahun)



Gambar 4.26: Grafik *time to failure (rupture time)* tube TP347HFG

Dari hasil perhitungan diatas , diketahui bahwa umur alternatif material *tube* ASTM A213 Grade TP347HFG tidak memenuhi ketentuan dalam kontrak untuk dapat beroperasi 30 tahun (> 262.800 jam), dengan estimasi *time to failure (rupture time)* *tube* minimum yaitu 13 Tahun 3 Bulan, Sehingga tidak direkomendasikan untuk menjadi material *tube boiler* khususnya pada area *superheater 2* dan *reheater*

B. Alternatif 2: ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H

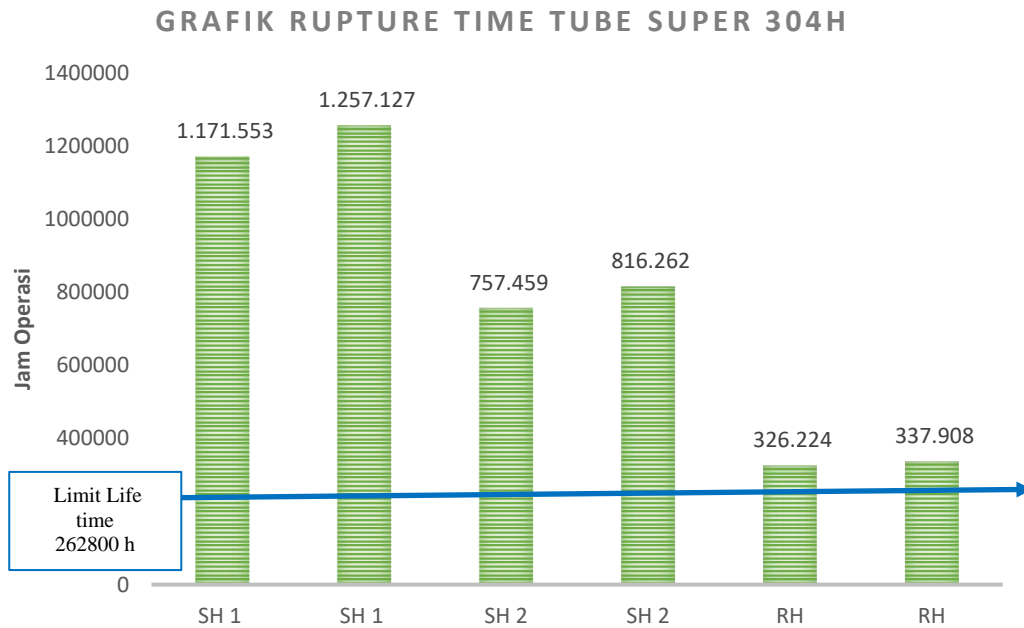
Selain ASTM A213 Grade TP347HFG, terdapat alternative material untuk area *superheater* dan *reheater* yang diajukan oleh EPC yaitu ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H

Dengan menggunakan Parameter Larson-Miller (PLM) *time to failure (rupture time)* pada ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut

Tabel 4.3 Alternatif material *tube boiler* Super 304H

Area tube	SH 1	SH 1	SH 2	SH 2	RH	RH
PLM	22800	22800	22800	22800	22800	22800
T	874,61	873,584	881,011	879,907	893,644	893,109
Log Tr	6,069	6,099	5,879	5,912	5,514	5,529
Time Rapture	1.171.553	1.257.127	757.459	816.262	326.224	337.908
Requirement	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Lifetime	> 30 Tahun	> 30 Tahun	> 30 Tahun	> 30 Tahun	> 30 Tahun	> 30 Tahun

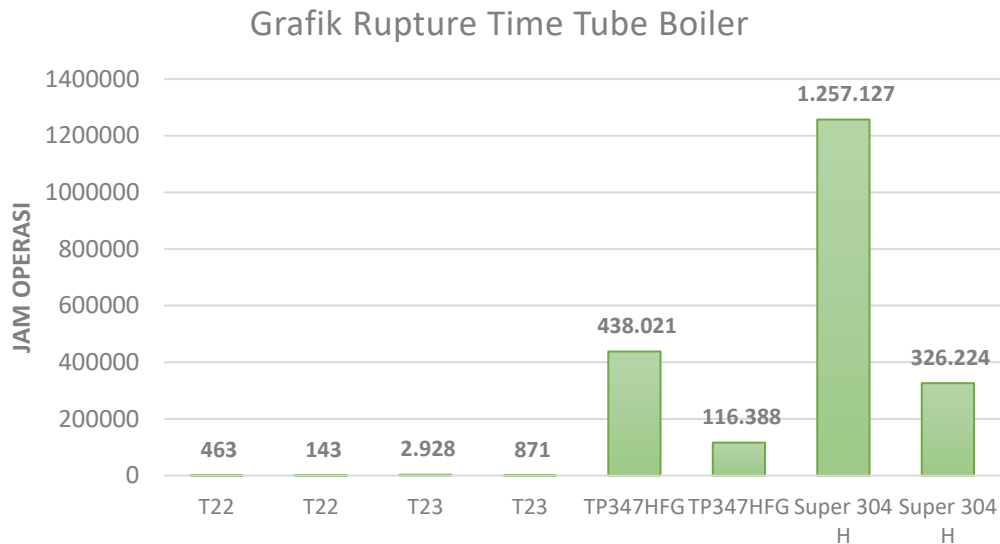
- Pada area SH1, Tr 1: 1.171.553 h, Tr2: 1.257.127 h (keduanya mampu beroperasi > 30 Tahun)
- Pada Area SH2, Tr1: 757.459 h, Tr2: 816.262 h (keduanya mampu beroperasi > 30 Tahun)
- Pada area RH, Tr1: 326.224 h, Tr2: 337.908 h (keduanya mampu beroperasi > 30 Tahun)



Gambar 4.27: Grafik *time to failure (rupture time) tube Super 304H*

Dari hasil perhitungan diatas, diketahui bahwa umur alternatif material *tube* ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H mampu beroperasi 30 tahun (> 262.800 jam) dengan estimasi *rupture time* minimum yaitu 37 Tahun 3 Bulan, Sehingga akan dipilih sebagai material *tube* untuk area *superheater* dan *reheater* boiler USC 2 x 1000 MW

Selain ke dua material tersebut, dengan pertimbangan bahwa pada umumnya Boiler di sekitar PLTU Jawa 09-10 menggunakan material SA 213-T22 dan SA 213-T23, maka penulis melakukan perhitungan lifetime kedua material tersebut apakah memungkinkan sebagai pengganti sementara bila material tube yang diinginkan tidak tersedia, maka dilakukan perhitungan *lifetime* sebagai berikut



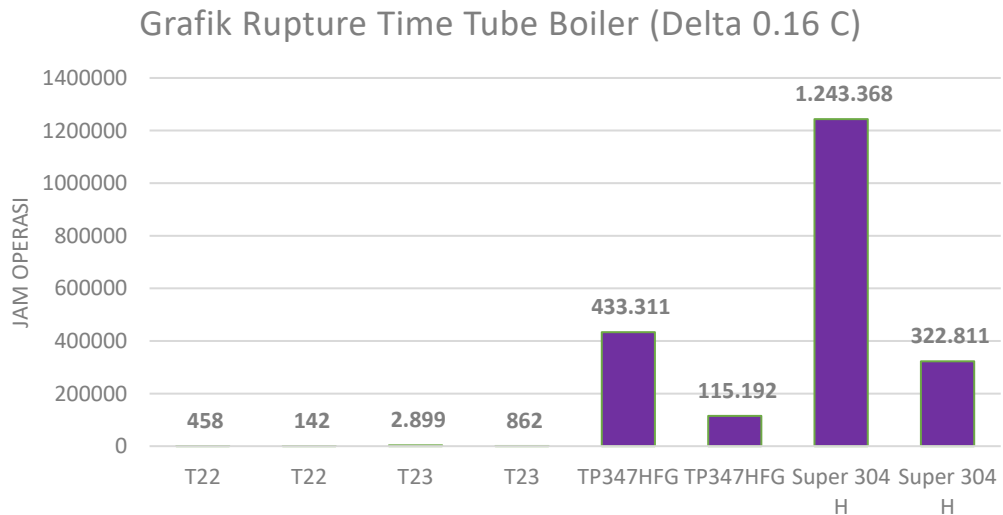
Gambar 4.28: Grafik *time to failure (rupture time) tube* berbagai material

Berdasarkan *literature review* diketahui bahwa pada tube boiler berpotensi mengalami gangguan berupa oksidasi dan *exfoliation* pada sisi dalam tube yang dapat menyebabkan *blocakage*, *overheat*, penurunan perpindahan panas dan gangguan kerusakan yang dapat menyebabkan pengurangan umur *tube* dan gangguan boiler lainnya.

Berdasarkan *literature review* juga diperoleh pada 1000 jam operasi ketebalan *oxide scale* untuk material Super 304 sekitar 12 μm . Potensi *oxide scale* dan *exfoliation* ini berkurang signifikan bila material tube yang dipergunakan dilakukan *shot peening*, *treatment* ini mengakibatkan *grain boundary density* dan *twin boundaries* yang dekat permukaan (50 μm) meningkat melalui *cold deformation*. Material yang mengalami *shot peening* memiliki *oxide scale* yang lebih tipis yang sebagian besar terdiri dari chromia karena difusi kromium ditingkatkan dan *scale exfoliation* yang lebih sedikit dibandingkan sampel tanpa *surface treatment*. *Shot peening* tidak hanya meningkatkan ketahanan terhadap oksidasi tapi juga meningkatkan umur terhadap *fatigue (fatigue life)*, kekerasan,

ketahanan (*durability*), pengurangan *porosity* dan ketahanan terhadap *stress corrosion cracking*

Untuk memperoleh hasil penelitian yang lebih akurat, maka dilakukan simulasi bila terdapat oksidasi yang akan menyebabkan penurunan perpindahan panas dan kenaikan temperature *tube*. Untuk ketebalan oksida 0.5 mm (500 μm) terdapat kenaikan sekitar 4.68 °C (1,07% dari *temperaure tube*). Sehingga pada simulasi diperkirakan terdapat oxiasi setebal kenaikan temperature sebesar (12/ 500) μm x (1,07 % x 620 °C) \approx 0.16 °C. Berikut gambar yang menunjukkan *lifetime* dengan kenaikan temperature 0.16 °C dari *temperature tube* yang tertinggi dan terendah pada masing – masing material

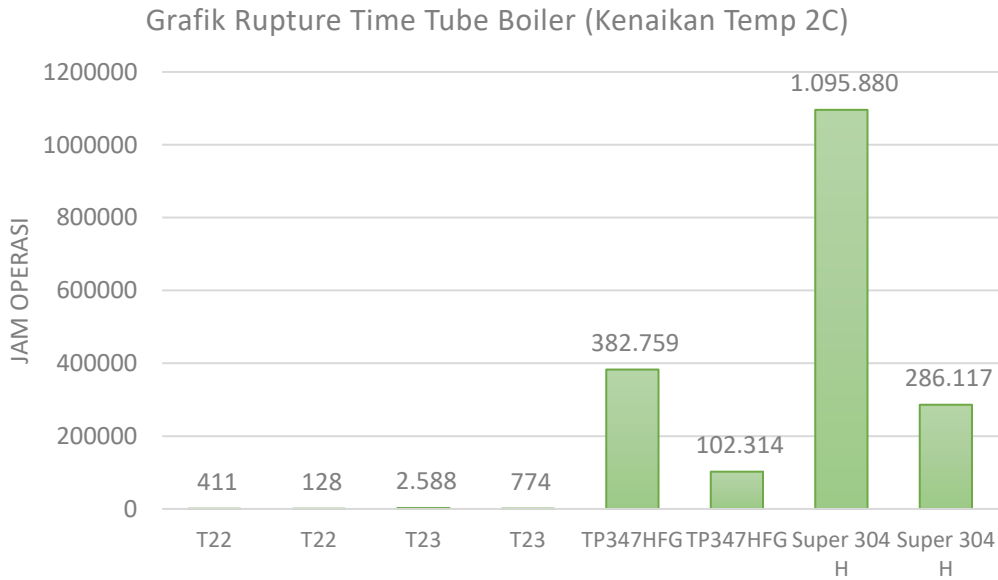


Gambar 4.29: Grafik *time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan 0,16 °C

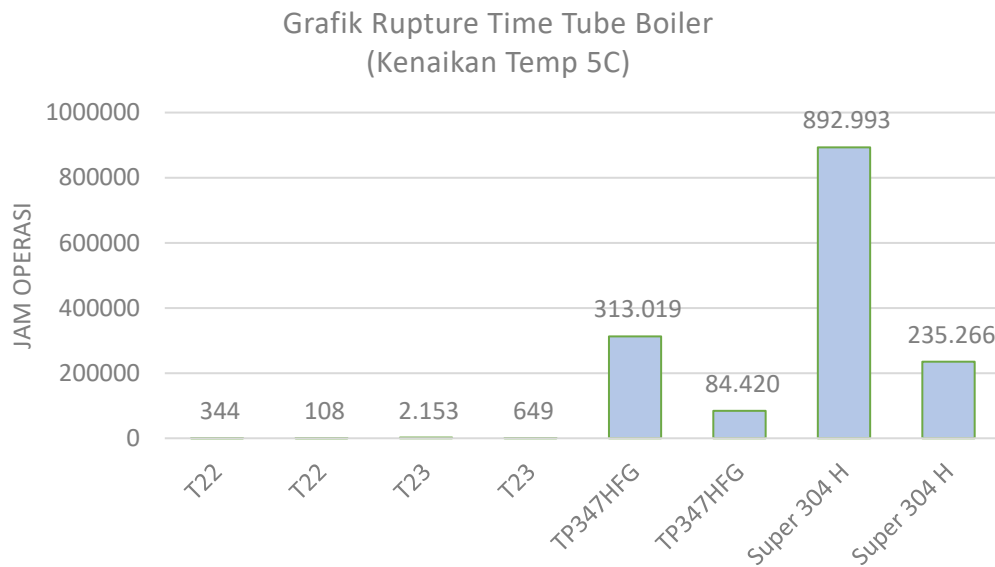
Agar diperoleh data hubungan kenaikan temperature *tube* dan *life time* dari masing – masing material untuk mengetahui batasan kenaikan *temperature* yang harus dijaga agar diperoleh *life time tube* > 30 tahun sesuai *technical requirement*

Berikut gambar yang menunjukkan *life time* dengan kenaikan temperature 2 °C , 5 °C dan 10 °C dengan variasi *temperature* tertinggi dan terendah yang diperoleh dari simulasi CFD sebelumnya pada masing – masing material. Pada gambar dibawahini, terlihat bahwa dengan kenaikan 2 °C terlihat bahwa, *time*

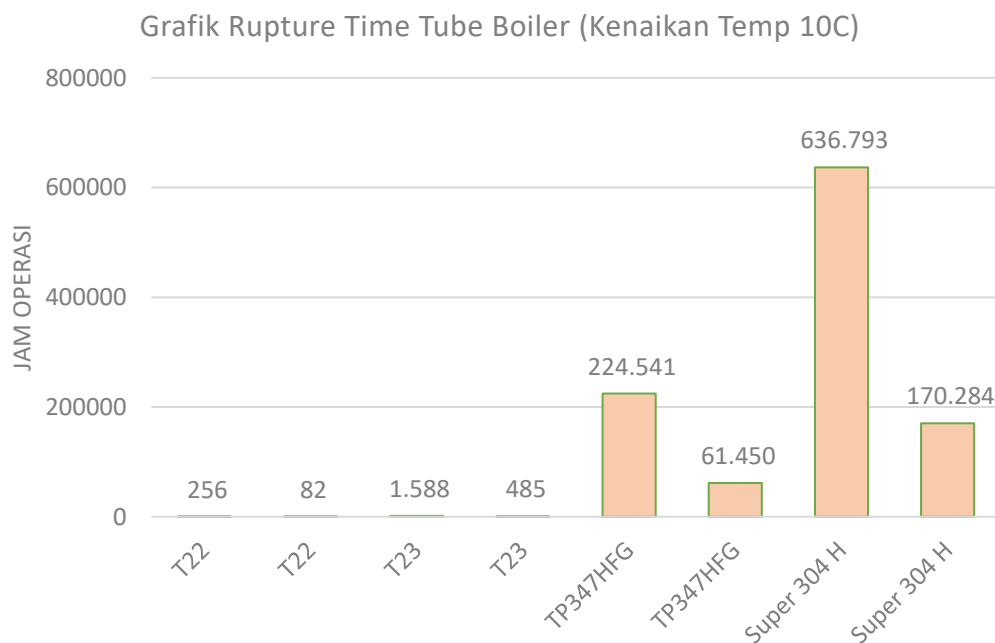
to failure (rupture time) tube pada seluruh area masih diatas 30 tahun (> 262.800 jam / 32, 66 tahun).



Gambar 4.30: Grafik *time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan 2 °C
 Kemudian pada gambar di bawah ini terlihat bahwa bila kenaikan temperature terjadi 5 °C maka, *time to failure (rupture time) tube* pada pada area dengan variasi *temperature* tertinggi yang diperoleh dari simulasi CFD sebelumnya tidak mampu beroperasi diatas 30 tahun (\approx 235.266 jam / 26,86 tahun)

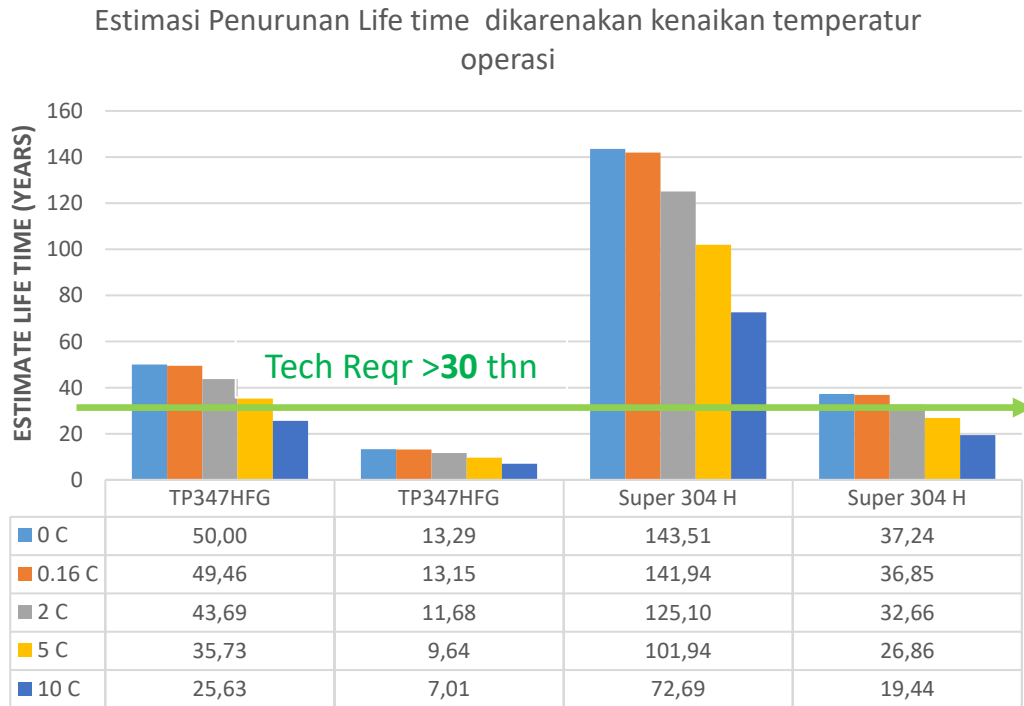


Gambar 4.31: Grafik *time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan 5 °C
Dilakukan juga perhitungan bila kenaikan temperature terjadi 10 °C maka, *time to failure (rupture time) tube* pada pada area dengan variasi *temperature* tertinggi yang diperoleh dari simulasi CFD sebelumnya tidak mampu beroperasi diatas 30 tahun (≈ 170.284 jam / 19,44 tahun).



Gambar 4.32: Grafik *time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan 10 °C
Perhitungan estimasi *time to rupture* di atas dibatasi pada kenaikan 10 °C dengan mempertimbangkan bahwa pada kenaikan °C, *time to failure (rupture time) tube*

tinggal 170.284 jam (19.44 tahun). Kemudian untuk memperoleh hasil yang lebih komprehensif, maka perhitungan penurunan *time to rupture* terhadap kenaikan temperature di gambarkan pada gambar dibawah ini



Gambar 4.33: Grafik *time to failure (rupture time)* tube dengan berbagai kenaikan *temperature*

Perhitungan diatas menjelaskan batasan kenaikan temperature pada Super 304 H, apalagi Super 304 H yang mengalami *treatment shot peening* untuk meningkatkan ketahanan terhadap oksidasi tapi juga meningkatkan umur terhadap *fatigue (fatigue life)*, kekerasan, ketahanan (*durability*), pengurangan *porosity* dan ketahanan terhadap *stress corrosion cracking* dengan kenaikan temperature < 2 °C masih relatif aman terhadap *time to rupture* tube yang diakibatkan degradasi/modus kegagalan yang terjadi creep, oksidasi dan *exfoliation*. apabila tube mengalami erosi dan atau korosi dan atau mekanisme kegagalan lainnya maka kegagalan tube dapat lebih cepat terjadi.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil dan analisis data yang penelitian diatas, dapat dirangkum kesimpulan sebagai berikut

5.1 Kesimpulan

1. *Velocity* tertinggi berada pada celah – celah diantara *tube superheter 2*. terlihat dari hasil simulasi bahwa *velocity* pada area *superheater 2* merupakan daerah kritis yang terjadi pembelokan arah aliran pada jalur lintasan aliran akibat pengaruh geometri *nose boiler*.
2. Temperatur tertinggi pada *superheater 1*, berada pada tube no 63, disudut $\theta \approx 0^\circ$ dengan nilai $T \approx 874,524$ K dan yang terendah berada pada tube no 53 pada $\theta \approx 150^\circ$ dengan nilai $T \approx 873,584$ K.
3. Temperatur tertinggi pada *superheater 2*, berada pada tube no 48, disudut $\theta \approx 30^\circ$ dengan nilai $T \approx 881,046$ K dan yang terendah berada pada tube no 28 di sudut $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $T \approx 879,907$ K
4. Temperatur tertinggi pada *reheater*, berada pada tube no 23, daerah yang *paling tinggi berada pada sudut $\theta \approx 30^\circ$* dengan nilai $T \approx 893,853$ K dan yang terendah berada pada tube no 03, di sudut $\theta \approx 180^\circ$ dengan nilai $T \approx 893,109$ K
5. Alternatif 1 untuk material *tube boiler* yaitu ASTM A213 Grade TP347HFG tidak memenuhi ketentuan dalam kontrak untuk dapat beroperasi 30 tahun (> 262.800 jam), dengan estimasi *time to failure (rupture time) tube* minimum yaitu 13 Tahun 3 Bulan (44.28 % dari kebutuhan).
6. Alternatif 2 untuk material *tube boiler* yaitu ASTM A213 ASME SA 213 S30432 Super 304H mampu beroperasi 30 tahun (> 262.800 jam) dengan batas minimum yaitu 37 Tahun 3 Bulan sehingga Super 304H akan dipilih sebagai material *tube* untuk area *superheater* dan *reheater* boiler USC 2 x 1000 MW (124.13 % dari kebutuhan).

5.2 Saran

Berdasarkan kesimpulan hasil dan analisis simulasi dan perhitungan, maka penulis memberikan beberapa saran untuk peneliti selanjutnya yaitu sebagai berikut:

1. Untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat, sebaiknya dilengkapi dengan *modeling* pembakaran batu bara dan komposisi bahan bakar sesuai aktual
2. Sebaiknya pemodelan menggunakan lebih banyak konfigurasi *tube area superheater, reheater* dan *tube boiler* lainnya sehingga simulasi akan semakin mendekati kondisi aktual
3. Dalam perhitungan *rupture time*, sebaiknya dilakukan pengujian *creep* menggunakan material tube yang aktual yang akan dipergunakan sebagai material konstruksi tube boiler USC 1000MW sehingga diperoleh hasil yang lebih akurat
4. Perlu dilakukan pemasangan pemeriksaan material tube boiler (NDT dan DT) untuk mengetahui *properties* dan komposisi material yang akan dipasang sebelum dilakukan konstruksi boiler
5. Penggunaan *material Super 304 H* dengan *treatment Shot Peening* disarankan dipergunakan untuk meningkatkan ketahanan terhadap oksidasi tapi juga meningkatkan umur terhadap *fatigue (fatigue life)*, kekerasan, ketahanan (*durability*), pengurangan *porosity* dan ketahanan terhadap *stress corrosion cracking*
6. Penggunaan *pulverizer, low nox burner, OFA, sootblower system, thermocouple, boiler leak detector, furnace camera* serta *spray water system* dengan teknologi terbaru yang telah teruji (*proven*) di pembangkit sejenis

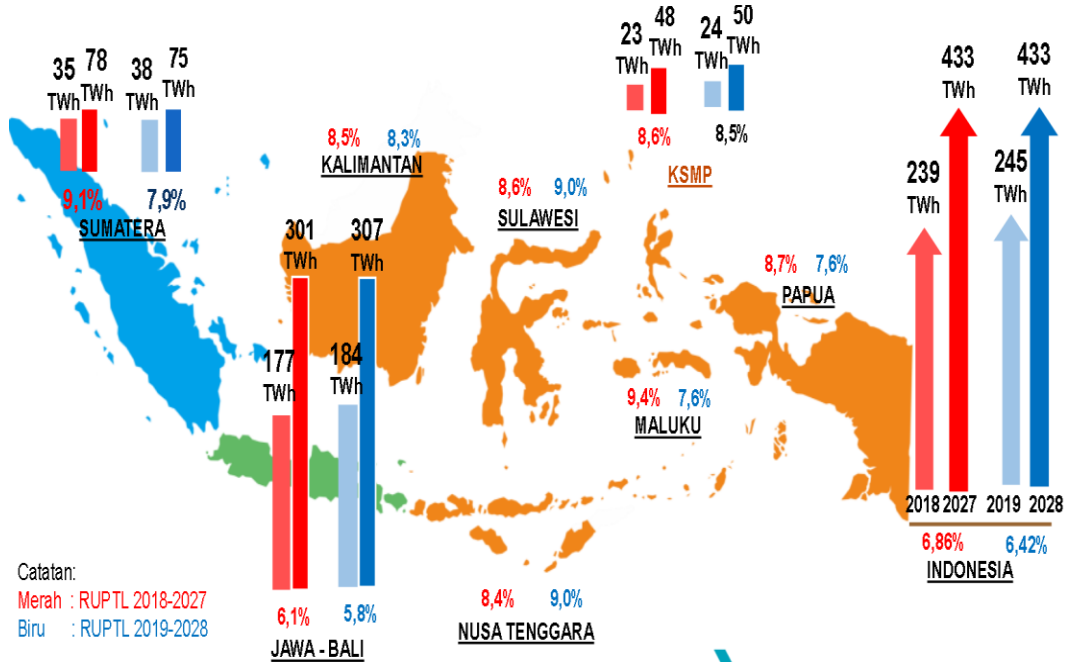
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bachrosyah. (2010), *Pengaruh Jarak Tube Module Superheater 2 dan Superheater 1 terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada waste heat boiler*, Departemen Teknik Mesin, ITS, Surabaya
- [2] Cengel. Yunus A, (1998), "*Heat Transfer a Practical Approach*", Third Edition, Mc.Graw-Hill Company. New York.
- [3] Cengel. Yunus A, (2015), *Thermodynamic an Engineering Approach*, Eight Edition, Mc.Graw-Hill Company, New York.
- [4] Departemen Teknik Mesin, ITS (2019), Modul Pelatihan Computational Fluid Dynamics (CFD) Introduction to GAMBIT & FLUENT, Surabaya.
- [5] Doosan Boiler BU. (2013), Introduction of Korean 1000MW USC Boiler, doosan heavy industries & construction, Korea
- [6] Incropera, Frank P, and David P. Dewitt, (2002), *Fundamental Heat and Mass Transfer sixth Edition*, College of Engineering.
- [7] Kitto, J,B. and Stultz, S,C, (1992), *Steam Its Generation and Use, 41th Edition*, The Babcock and Wilcox Company, Ohio.
- [8] Khuszaeran, M.et al.(2014), *The Design and Construction of TNB's First 1000 MW Coal Boiler Based on Ultra Supercritical Technology in Malaysia*, Kuala Lumpur, Malaysia.
- [9] L.Xu et al, (2019), *A comprehensive CFD combustion model for supercritical CFB boilers*, Institute for Thermal Power Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, China.
- [10] Moran, M.J and Shapiro, H.N, (1996), *Fundamental of Engineering Thermodynamics Third Edition*, New York: John Willey and Sons inc.
- [11] Mukhlisin. Agus, (2017), *Studi Numerik dan Eksperimen Pendinginan Pada Axial Brushless Direct Current (BLDC) Motor untuk Aplikasi Sepeda Motor Listrik GESITS*, Departemen Teknik Mesin, ITS, Surabaya
- [12] N. Modliński et al, (2018), *Mathematical procedure for predicting tube metal temperatur in the second stage reheater of the operating flexibly steam boiler*, Applied Thermal Engineering, Elsevier Ltd.
- [13] Port, Robert D. (1991), *The Nalco Guide to Boiler Failure Analysis*, McGraw-Hill, Inc, New York, USA.
- [14] PT. Indonesia Power, (2017), *Jawa-9 & 10 (2 X 1,000 MW) Coal Fired Steam Power Plant Project Feasibility Study*, Jakarta.
- [15] PT. Indonesia Power, (2015), *Laporan gangguan dan kinerja UBP Suralaya*, Cilegon.
- [16] PT. Indo Raya Tenaga, (2018), *Jawa-9 & 10 (2 X 1,000 MW) Coal Fired Steam Power Plant Project Bidding and technical Document*, Jakarta.
- [17] Richardson, M. et al. (2004), *Supercritical technology matures*, Babcock Hitachi, New York, USA.
- [18] Sargent, Lundy (2009), *New Coal-Fired Power Plant Performance And Cost Estimates*, Chicago, USA.
- [19] Shimogori, Yoshio. *Ultra Super Critical Pressure Coal Fired Boiler*, State of the Art Technology Applications, Babcock-Hitachi K.K.

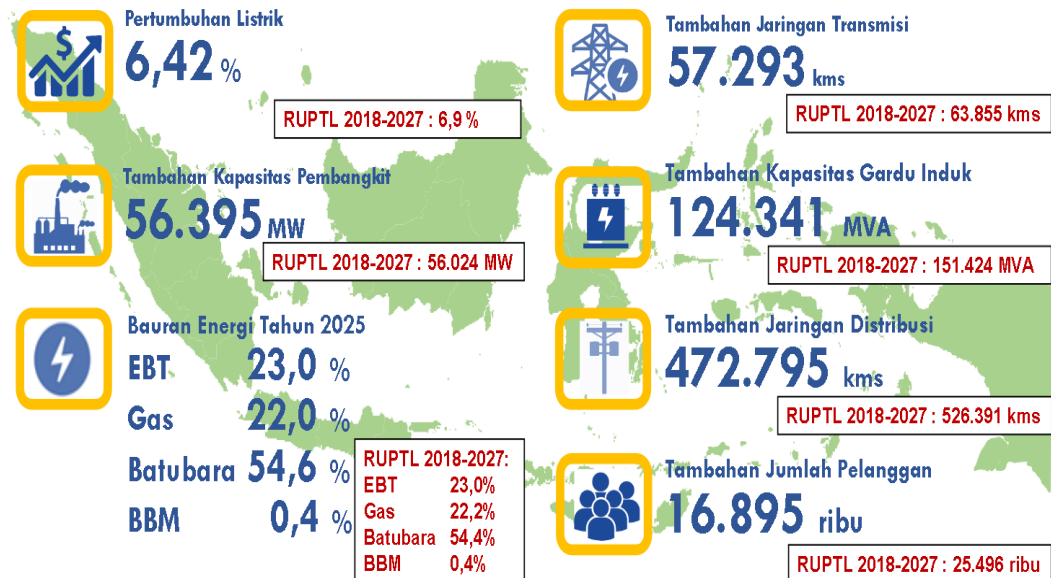
- [20] Taler, D. et al, (2018), *Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers*, International Journal of Thermal Sciences 129 (2018) 320–333, Elsevier Ltd
- [21] Taler,D. et al, (2019), *Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading*, Poland.
- [22] Tuakia, Firman, (2007) *Dasar Dasar Menggunakan CFD Fluent*, penerbit informatika, Bandung
- [23] Udiklat PLN, (2017), *Modul Materi Pemeliharaan Boiler*, Jakarta.
- [24]. Viswanathan, R. et al. (2004), *Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, EPRI Report No 1011381, ASM International, USA
- [25]. Yunindra, Nina, (2015), *Sutudy Numerik Pengaruh Konfigurasi Pipa pada sususnan pipa staggered terhadap karakteristik perpindahan anas dan aliran fluida*, Departemen Teknik Mesin, ITS, Surabaya.
- [26]. Zieliński, A. (2012), “*Structure and properties of Super 304H steel for pressure elements of boilers with ultra-supercritical parameters*“, Journal of Achievement in Material and Manufacturing Engineering Volume 55 Issue 2, International OCSCO World Press.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Data Kondisi Energi Listrik Indonesia Berdasarkan Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT. PLN 2019-2028

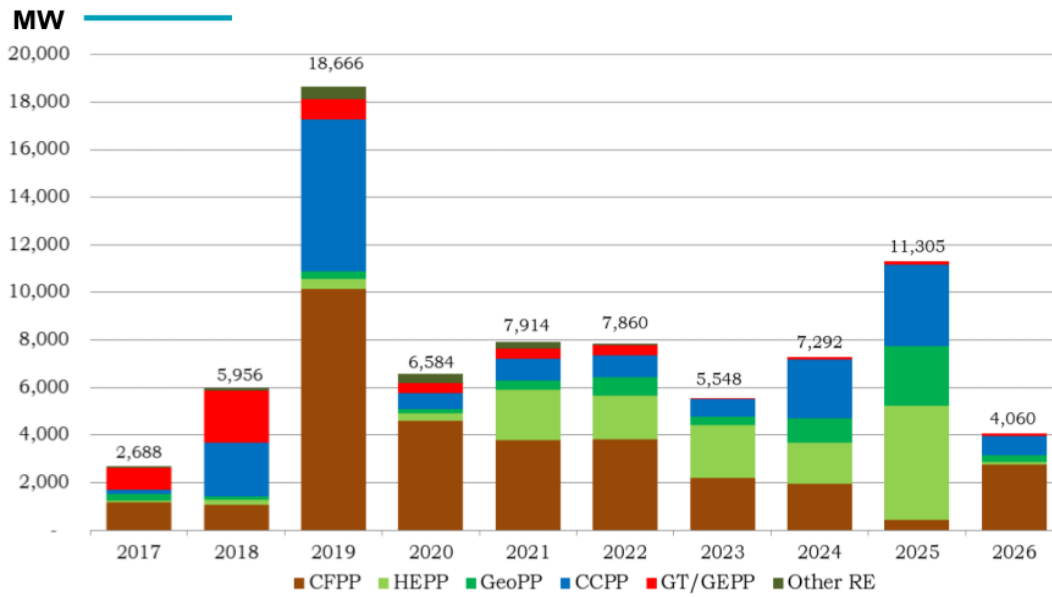


Gambar 6.1: Prakiraan pertumbuhan kebutuhan energi listrik hingga 2028

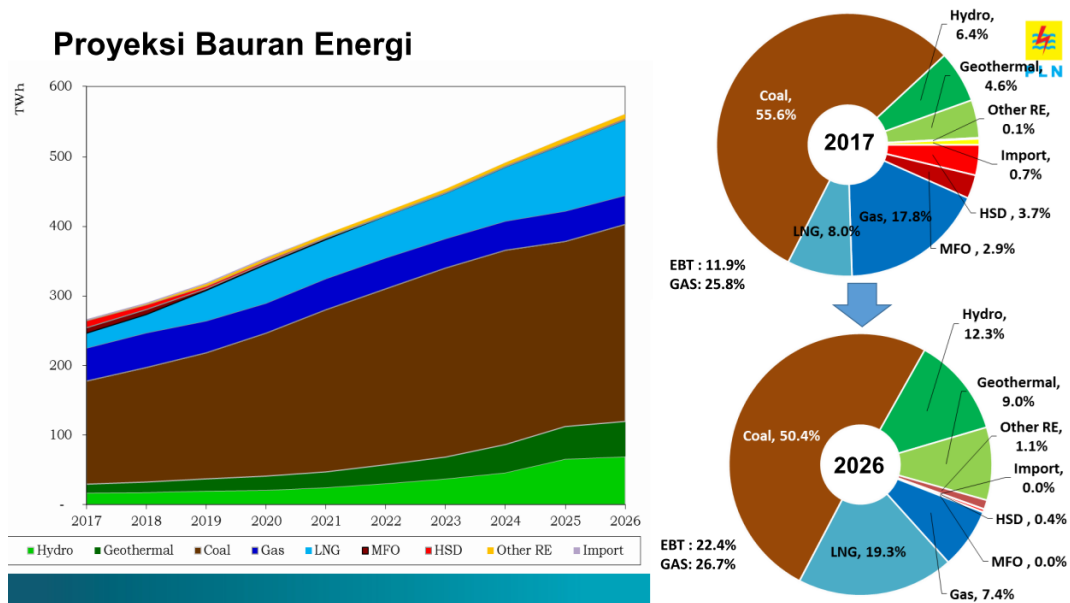


Gambar 6.2 Prakiraan pertumbuhan berbagai parameter energi hingga 2028

Lampiran 2. Proyeksi Pertumbuhan Pembangkit Listrik Dan Bauran Energi Di Indonesia



Gambar 6.3: Rencana Penambahan Pembangkit Listrik

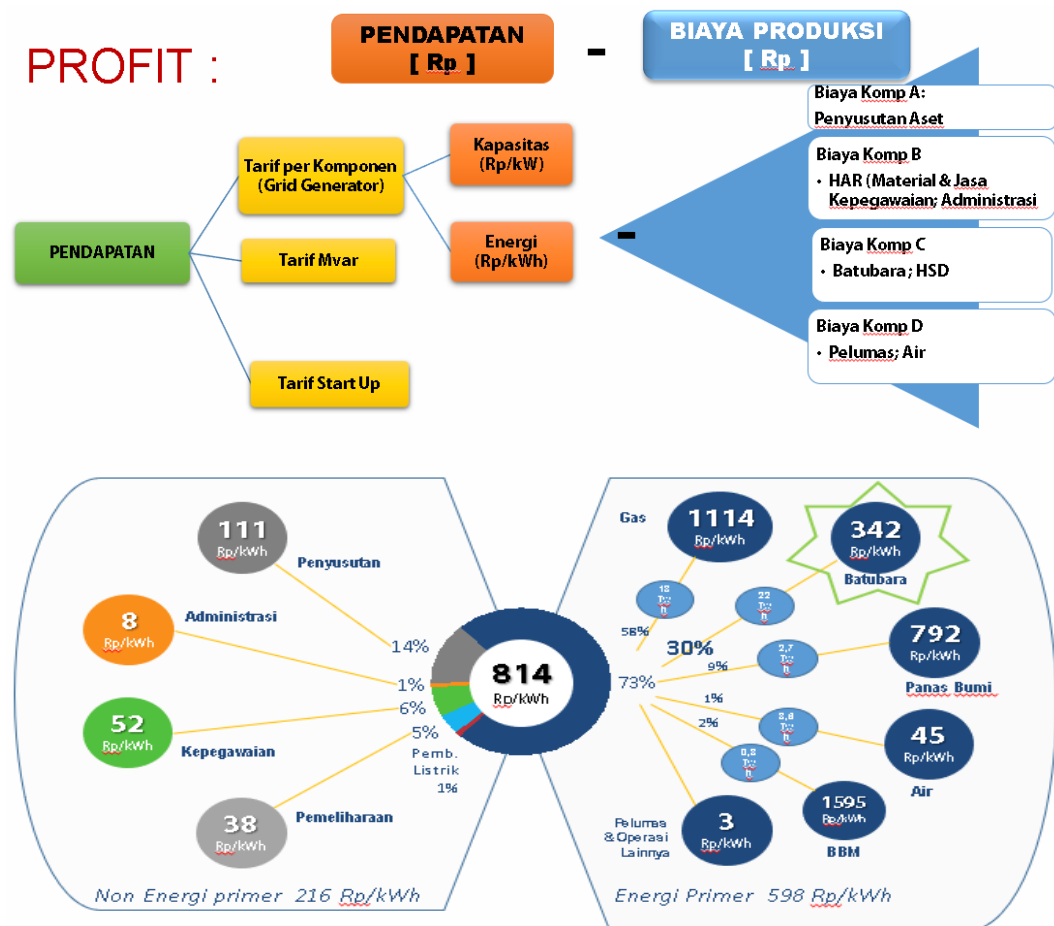


Gambar 6.4: Proyeksi Bauran Energi Pembangkit Listrik Hingga 2026

Lampiran 3. Sasaran Utama Dan Target Penurunan BPP Perusahaan

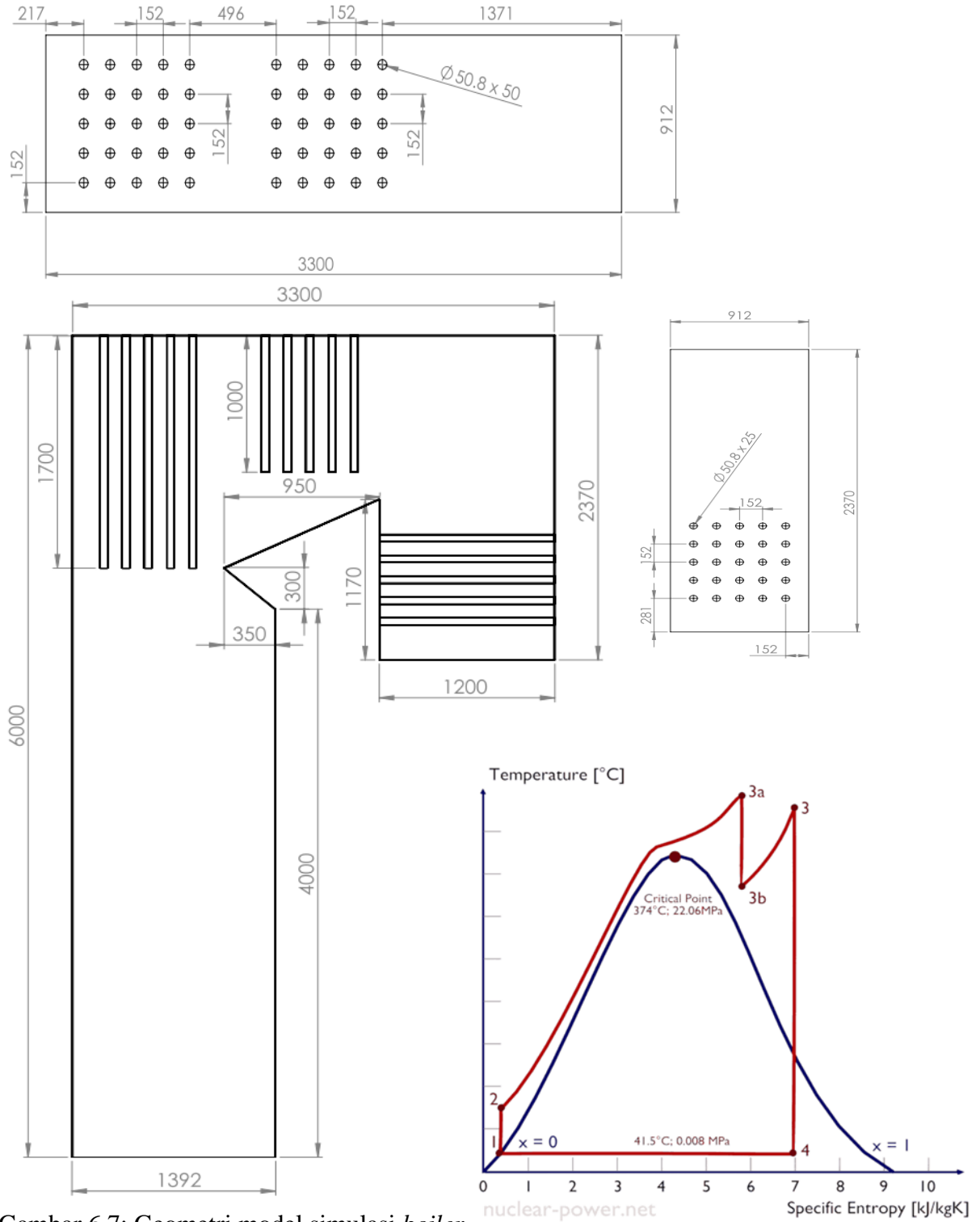


Gambar 6.5: Sasaran Utama perusahaan hingga Tahun 2021



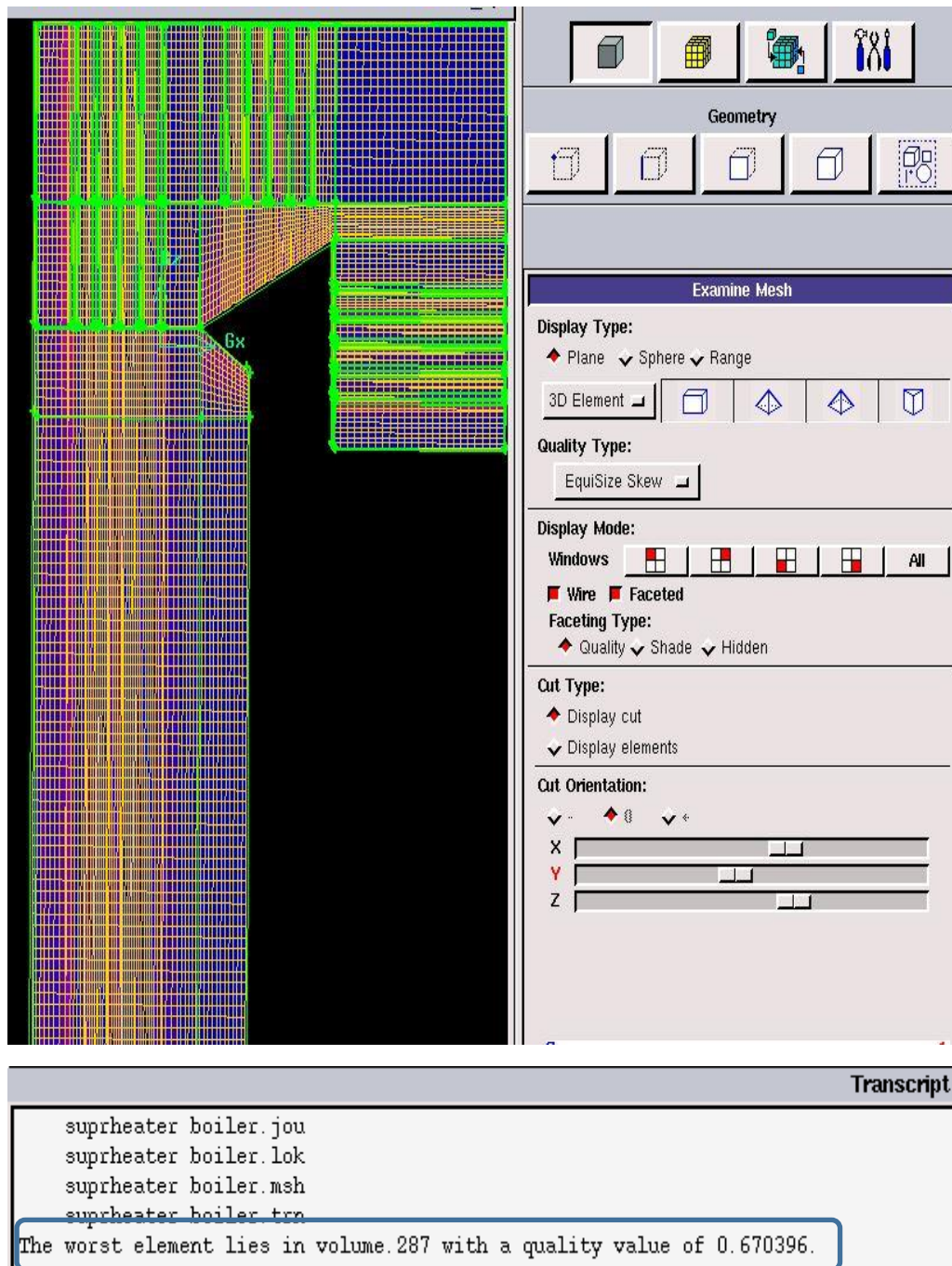
Gambar 6.6: Target Penurunan Biaya Pokok Produksi

Lampiran 4. Geometri Model Simulasi Boiler



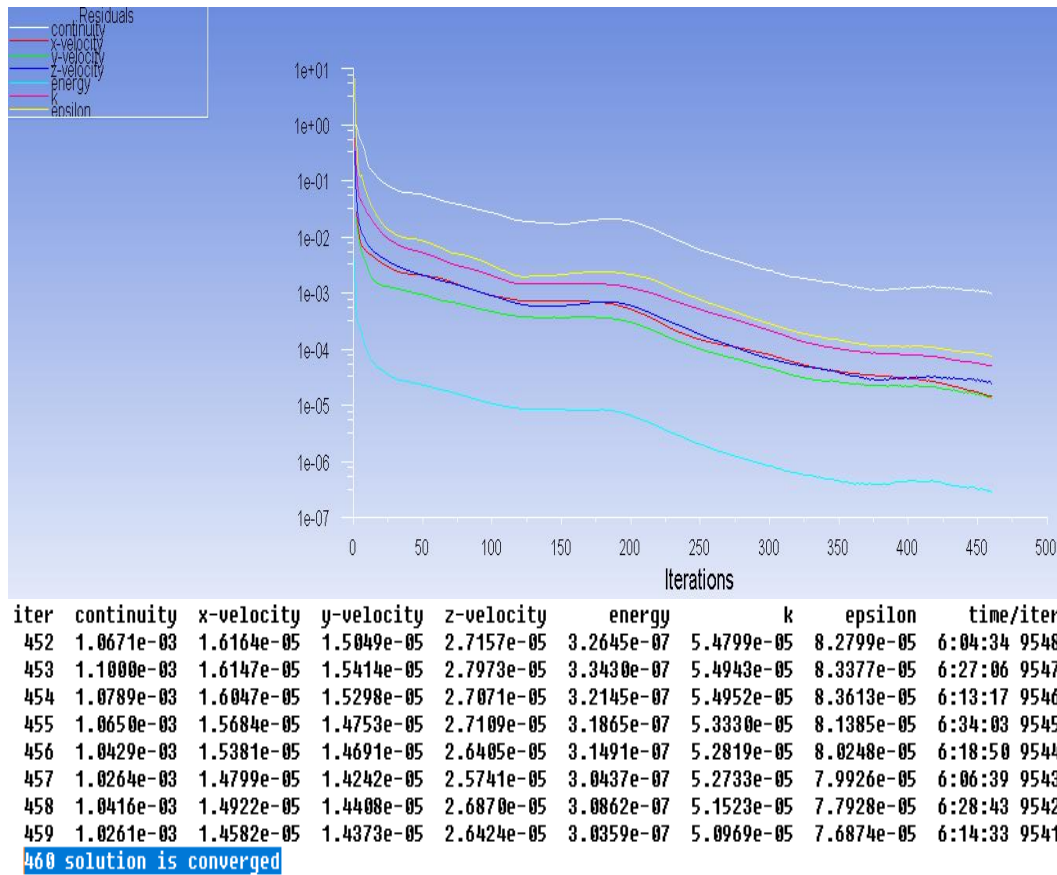
Gambar 6.7: Geometri model simulasi boiler

Lampiran 5. Pemeriksaan Kualitas Mesh (< 0.92)



Gambar 6.8: Examine Kualitas Mesh

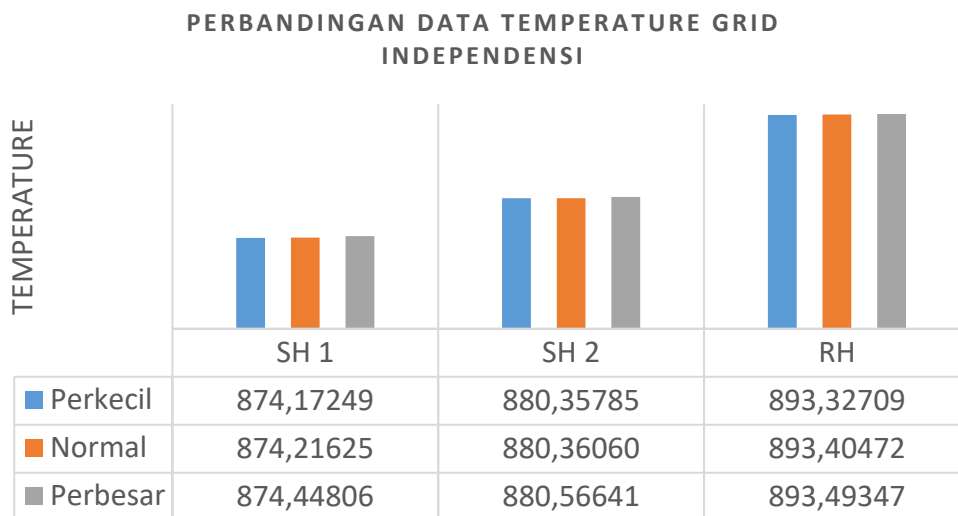
Lampiran 6. Scaled Residual Simulasi Konvergen dan Grid Independensi



460 solution is converged

Gambar 6.9: Scaled Residual simulasi konvergen

Data grid independensi untuk 3 varian mesh relatif tidak berbeda signifikan



Gambar 6.10: Data *temperature* berbagai varian mesh

Lampiran 7. Data Hasil Simulasi CFD

Average of Facet Values	
Static Temperature	(k)

superheat_1	874.24762
Average of Facet Values	
Static Temperature	(k)

superheat_2	880.72974
Average of Facet Values	
Static Temperature	(k)

reheat	893.39746
Average of Facet Values	
Static Temperature	(k)

reheat	893.39746
superheat_1	874.24762
superheat_2	880.72974

Net	881.72418
Average of Facet Values	
Total Surface Heat Flux	(w/m2)

reheat	-2273.698
superheat_1	-2028.5244
superheat_2	-2344.8545

Net	-2185.0417
Average of Facet Values	
Wall Func. Heat Tran. Coef.	(w/m2-k)

reheat	4.4187317
superheat_1	5.5155301
superheat_2	5.9190598

Net	5.2891841
Average of Facet Values	
Velocity Magnitude	(m/s)

inlet	1.5053
outlet	1.8953815

Net	1.5971839
Average of Facet Values	
Dynamic Pressure	(pascal)

default-interior	0.22886862
inlet	0.15616961

outlet	0.2959832

Net	0.22875026
Average of Facet Values	
Static Pressure	(pascal)

default-interior	-116.48868
inlet	-116.11942
outlet	-117.67

Net	-116.48866

Tabel 6.1. *Temperature average tube superheater 1*

	Row 1	Row 2	Row 3	Row 4	Row 5
Baris 1	873,1174	873,1194	873,1188	873,1198	873,1110
Baris 2	873,1270	873,1261	873,1286	873,1348	873,1160
Baris 3	873,1179	873,1204	873,1169	873,1381	873,1184
Baris 4	873,1245	873,1306	873,1195	873,1368	873,1159
Baris 5	873,1134	873,1187	873,1140	873,1260	873,1113

Tabel 2. *Temperature average tube superheater 2*

	Row 1	Row 2	Row 3	Row 4	Row 5
Baris 1	873,1172	873,1387	873,1395	873,1390	873,1368
Baris 2	873,1272	873,1458	873,1516	873,1447	873,1423
Baris 3	873,1240	873,1476	873,1485	873,1398	873,1316
Baris 4	873,1212	873,1408	873,1480	873,1457	873,1477
Baris 5	873,1099	873,1334	873,1400	873,1404	873,1340

Tabel 3. *Temperature average tube Reheater*

	Row 1	Row 2	Row 3	Row 4	Row 5
Baris 1	893,1300	893,1499	893,1402	893,13458	893,13013
Baris 2	893,13806	893,15491	893,14209	893,13556	893,13055
Baris 3	893,14069	893,16125	893,14526	893,13708	893,1333
Baris 4	893,13953	893,16022	893,14313	893,13586	893,13025
Baris 5	893,13257	893,14984	893,14038	893,13568	893,13165

Lampiran 8. Data Perbandingan *Velocity Flue Gas (V/ V inlet)*

Tabel 6.4. Perbandingan *velocity V/ V inlet area superheater 1*

Sudut	Tube 73	Tube 63	Tube 53
0	0,12157	0,089258	0,031453
30	0,048264	0,043362	0,071767
60	0,158072	0,085982	0,137698
90	0,211276	0,107799	0,137952
120	0,081956	0,088586	0,060794
150	0,015107	0,057694	0,013014
180	0,008485	0,036081	0,008025

Tabel 6.5. Perbandingan *velocity V/ V inlet area superheater 2*

Sudut	Tube 48	Tube 38	Tube 28
0	0,036577	0,034629	0,035278
30	0,048264	0,043362	0,071767
60	0,158072	0,085982	0,137698
90	0,211276	0,107799	0,137952
120	0,081956	0,088586	0,060794
150	0,015107	0,057694	0,013014
180	0,008485	0,036081	0,008025

Tabel 6.6 Perbandingan *velocity V/ V inlet area reheater*

Sudut	Tube 23	Tube 13	Tube 03
0	0,026511	0,026641	0,047157
30	0,054707	0,054747	0,051178
60	0,161523	0,148793	0,181315
90	0,230898	0,207659	0,221836
120	0,217707	0,165564	0,169436
150	0,135209	0,104702	0,101395
180	0,079946	0,051206	0,051397

Lampiran 9. Data Perbandingan *Temperature Tube*

Tabel 6.7 Perbandingan *temperature tube subcritical dan Ultra Super Critical*

Load	Temperatur Tube Subcritical (K)	Temperatur Tube Ultra Supercritical (K)
10%	631,54	697,56
20%	644,68	711,54
30%	646,00	725,51
40%	645,34	747,47
50%	652,63	764,44
60%	661,91	785,40
70%	664,74	804,37
80%	669,92	824,33
90%	671,07	846,29
100%	680,88	874,24

Tabel 6.8 Perbandingan *temperature tube area superheater 1*

Sudut θ tube	Temperature Tube no : 73 (K)	Temperature Tube no : 63 (K)	Temperature Tube no : 53 (K)
0	874,610	874,523	874,437
30	874,524	874,397	874,343
60	874,316	874,240	874,219
90	874,188	874,104	874,061
120	874,066	874,020	873,775
150	873,986	873,986	873,584
180	873,993	874,005	873,658

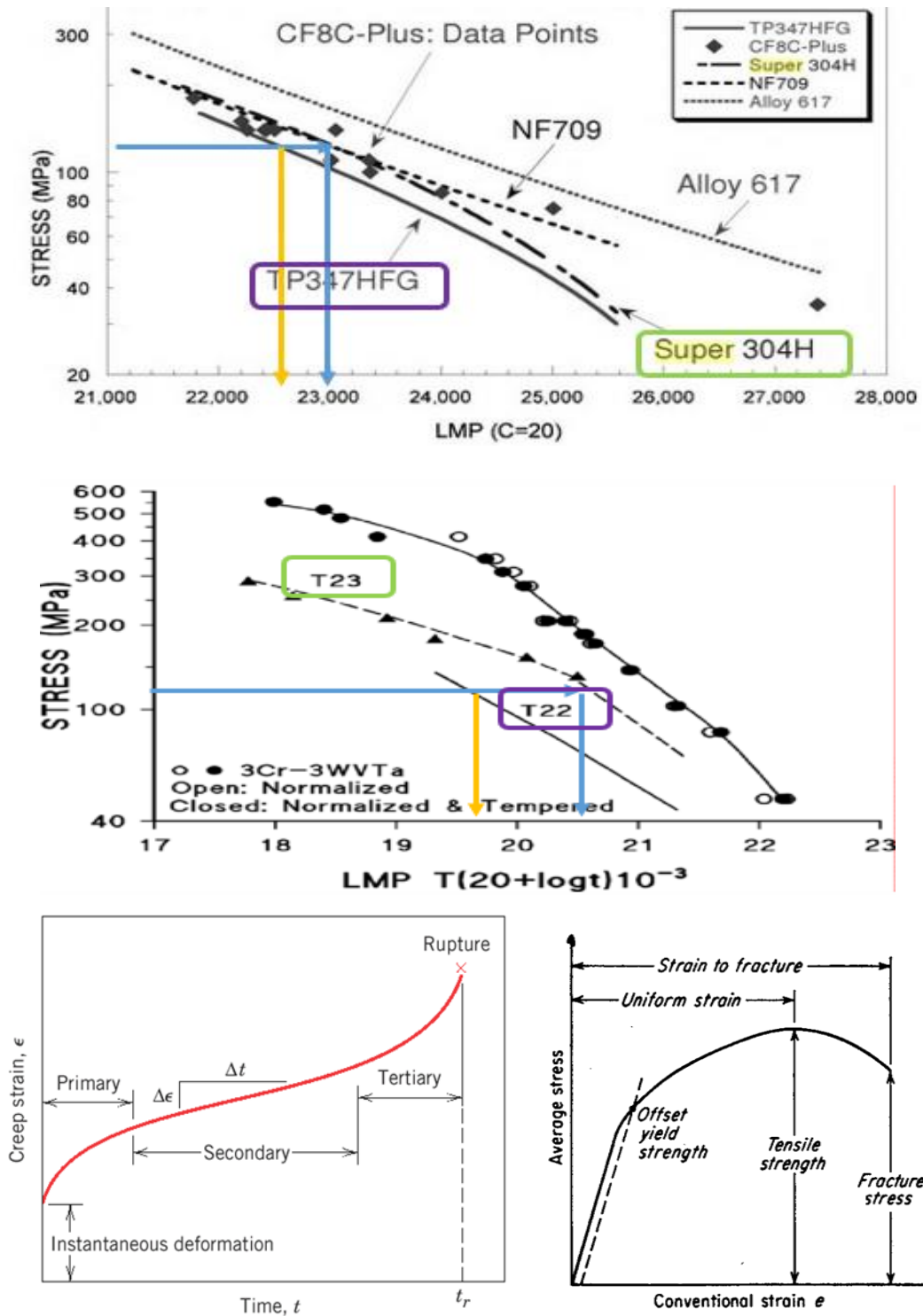
Tabel 6.9 Perbandingan *temperature tube area superheater 2*

Sudut θ tube	Temperature Tube no : 48 (K)	Temperature Tube no : 38 (K)	Temperature Tube no : 28(K)
0	880,769	880,659	880,488
30	881,046	880,967	880,662
60	881,004	881,011	880,658
90	880,569	880,671	880,440
120	880,340	880,402	880,103
150	880,268	880,287	879,867
180	880,247	880,238	879,907

Tabel 6.10. Perbandingan *temperature tube area reheater*

Sudut θ tube	Temperature Tube no : 23 (K)	Temperature Tube no : 13 (K)	Temperature Tube no : 03(K)
0	893,801	893,726	893,621
30	893,853	893,778	893,644
60	893,724	893,732	893,604
90	893,469	893,522	893,407
120	893,353	893,289	893,099
150	893,416	893,168	892,922
180	893,379	893,198	893,109

Lampiran 10. Grafik Parameter Larson Miller Berbagai Material



Gambar 6.11: Grafik Parameter Larson Miller Berbagai Material

Lampiran 11. Perhitungan Estimasi *Time To Rupture* Berbagai Material Dan Kenaikan Temperature Operasional

Tabel 6.11. *Time to failure (rupture time) tube dengan temperature normal*

Material	T22	T22	T23	T23	TP347HFG	TP347HFG	Super 304 H	Super 304 H
PLM	19800	19800	20500	20500	22400	22400	22800	22800
T	873,584	893,644	873,584	893,644	873,584	893,644	873,584	893,644
C	20	20	20	20	20	20	20	20
Lg TR + 20	22,665	22,156	23,467	22,940	25,641	25,066	26,099	25,514
Log TR	2,665	2,156	3,467	2,940	5,641	5,066	6,099	5,514
Tr (Hours)	463	143	2.928	871	438.021	116.388	1.257.127	326.224
Req	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Tr (Years)	0,05	0,02	0,33	0,10	50,00	13,29	143,51	37,24

Tabel 6.12 *Time to failure (rupture time) tube dengan kenaikan temperature 0,16^oC*

Material	T22	T22	T23	T23	TP347HFG	TP347HFG	Super 304 H	Super 304 H
PLM	19800	19800	20500	20500	22400	22400	22800	22800
T	873,744	893,804	873,744	893,804	873,744	893,804	873,744	893,804
C	20	20	20	20	20	20	20	20
Lg TR + 20	22,661	22,153	23,462	22,936	25,637	25,061	26,095	25,509
Log TR	2,661	2,153	3,462	2,936	5,637	5,061	6,095	5,509
Tr (Hours)	458	142	2.899	862	433.311	115.192	1.243.368	322.811
Req	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Tr (Years)	0,05	0,02	0,33	0,10	49,46	13,15	141,94	36,85

Tabel 6.13. *Time to failure (rupture time) tube dengan kenaikan temperature 2^oC*

Material	T22	T22	T23	T23	TP347HFG	TP347HFG	Super 304 H	Super 304 H
PLM	19800	19800	20500	20500	22400	22400	22800	22800
T	875,584	895,644	875,584	895,644	875,584	895,644	875,584	895,644
C	20	20	20	20	20	20	20	20
Lg TR + 20	22,613	22,107	23,413	22,889	25,583	25,010	26,040	25,457
Log TR	2,613	2,107	3,413	2,889	5,583	5,010	6,040	5,457
Tr (Hours)	411	128	2.588	774	382.759	102.314	1.095.880	286.117
Req	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Tr (Years)	0,05	0,01	0,30	0,09	43,69	11,68	125,10	32,66

Tabel 6.14. *Time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan *temperature* 5 °C

Material	T22	T22	T23	T23	TP347HFG	TP347HFG	Super 304 H	Super 304 H
PLM	19800	19800	20500	20500	22400	22400	22800	22800
T	878,584	898,644	878,584	898,644	878,584	898,644	878,584	898,644
C	20	20	20	20	20	20	20	20
Lg TR + 20	22,536	22,033	23,333	22,812	25,496	24,926	25,951	25,372
Log TR	2,536	2,033	3,333	2,812	5,496	4,926	5,951	5,372
Tr (Hours)	344	108	2.153	649	313.019	84.420	892.993	235.266
Req	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Tr (Years)	0,04	0,01	0,25	0,07	35,73	9,64	101,94	26,86

Tabel 6.15 *Time to failure (rupture time) tube* dengan kenaikan *temperature* 10 °C

Material	T22	T22	T23	T23	TP347HFG	TP347HFG	Super 304 H	Super 304 H
PLM	19800	19800	20500	20500	22400	22400	22800	22800
T	883,584	903,644	883,584	903,644	883,584	903,644	883,584	903,644
C	20	20	20	20	20	20	20	20
Lg TR + 20	22,409	21,911	23,201	22,686	25,351	24,789	25,804	25,231
Log TR	2,409	1,911	3,201	2,686	5,351	4,789	5,804	5,231
Tr (Hours)	256	82	1.588	485	224.541	61.450	636.793	170.284
Req	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800	262.800
Tr (Years)	0,03	0,01	0,18	0,06	25,63	7,01	72,69	19,44

Lampiran 12. Material Properties Super 304 H

Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials according to ASME Code Section II, Part D, Table 1A, 2017 Edition

Material

SA-213 S30432 Smls. tube Notes:G5, T1

Temperature [°C] Allowable Stress

600 **121 MPa**

Temperature Limits for the Construction Codes			
Section VIII, Division 1 NP	Section I 815 °C	Section III, Classes 2 & 3 NP	Section XII NP

Material identification	
Spec.No.	SA-213
Type/Grade	
Product Form	Smls. tube
Alloy Desig./UNS No.	S30432
Class/Condition/Temper	
Size/Thickness [mm]	
Nominal Composition	18Cr-9Ni-3Cu-Cb-N
P-No.	8
Group No.	1
Min. Tensile Strength	590 MPa
Min. Yield Strength	235 MPa
Ext. Pressure Chart No.	HA-2

Tips and Tricks
Why not join one of our ASME Code design workshops in:

April/May 2020
Essen, Germany
(German)

Notes

G5 : Due to the relatively low yield strength of these materials, these higher stress values were established at temperatures where the short-time tensile properties govern to permit the use of these alloys where slightly greater deformation is acceptable. The stress values in this range exceed 66 2/3% but do not exceed 90% of the yield strength at temperature. Use of these stresses may result in dimensional changes due to permanent strain. These stress values are not recommended for the flanges of gasketed joints or other applications where slight amounts of distortion can cause leakage or malfunction. For Section III applications, Table Y-2 lists multiplying factors that, when applied to the yield strength values shown in Table Y-1, will give allowable stress values that will result in lower levels of permanent strain.

T12 : Allowable stresses for temperatures of 650°C and above are values obtained from time-dependent properties.

Operational Stress > Allowable stress

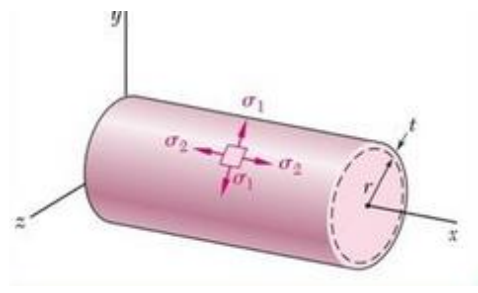
ASME Code Section II, Part D

Circumferential (Hoop) Stress: σ_1

Sum forces in the vertical direction.

$$2\sigma_1(t\Delta x) - p(2r\Delta x) = 0$$

$$\sigma_1 = \frac{Pr}{t}$$



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

(This page is intentionally left blank)

BIOGRAFI PENULIS



NAMA	: RONNY C SIRAIT, ST
NRP.	: 2111750078001
NIPEG	: 820921040I
TEMPAT/ TGL LAHIR	: MEDAN/26-DEC-1982
EMAIL	: ronny.sirait@gmail.com
TELP	: 081905512038

RIWAYAT PENDIDIKAN:

NO	JENJANG/JURUSAN	BULAN/TAHUN	UNIVERSITAS
1	S1 MESIN/KONVERSI ENERGI	AGUSTUS 2001 SD MARET 2006	UNIVERSITAS SUMATRA UTARA
2	PROGRAM MAGISTER BIDANG KEAHLIAN MANAJEMEN ENERGI	FEBRUARI 2018 SD SEKARANG	INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

RIWAYAT PEKERJAAN:

NO	URAIAN JABATAN	TANGGAL
1	SUPERVISOR RND PT. LG ELECTRONIC INDONESIA	MAR-06
2	OJT OPERASI UNIT 5-7 PT. INDONESIA POWER	FEB-08
3	OPERATOR LOKAL PLTU UNIT 6 B UBP SURALAYA	1-MAR-09
4	TEKNISI SENIOR BOILER, FAN DAN MILL UNIT 1-4 UBP SURALAYA	15-JUN-10
5	AHLI MUDA PEMEL. BOILER, FAN, DAN MILL UNIT 1-4 UBP SURALAYA	1-OCT-11
6	AHLI MUDA RENVAL PEMELIHARAAN UNIT 1-4 UBP SURALAYA	1-MAR-13
7	SUPERVISOR PEMELIHARAAN BOILER UNIT 1-4 UBP SURALAYA	7-JUL-14
8	AHLI MADYA ENJINIRING MESIN UP SLA PT. INDONESIA POWER	1-JUN-17
9	AHLI MADYA MEKANIK PROYEK I UNIT PROYEK	1-JUN-18
10	SENIOR ENGINEER MEKANIK PT. INDORAYA TENAGA (SD SEKARANG)	1-AGS-19

RONNY C SIRAIT, ST. adalah seorang Sarjana Teknik Mesin Jurusan Konversi Energi (S-1) dari Universitas Sumatera Utara dan direncanakan akan lulus dari Magister Management Energi (S2), Teknik Mesin ITS pada Maret 2020. Saat ini penulis bekerja di PT Indonesia Power yang merupakan Perusahaan pembangkit terbesar di Indonesia sejak tahun 2009, Penulis telah berpengalaman bekerja dengan baik di berbagai bagian antara lain Operasi, Perencanaan, Pemeliharaan, Engineering dan Proyek Pengembangan Pembangkit Ultra Super Critical (USC). Saat ini penulis ditugaskan Sebagai PA (F) Bid Pemeliharaan Pembangkit KP Tugas Karya Ke PT Indo Raya Tenaga sebagai Senior Engineer Mekanik (QA & QC) PLTU Jawa 9-10 USC 2 x1000 MW.