TESIS-TM185400

STUDY NUMERIK PENGARUH SUSUNAN TUBE STAGGERED DENGAN VARIASI DIAMETR TUBE TERHADAP PENGARUH LOKASI TERJADINYA SULFURIC ACID DEW POINT

I NYOMAN SWAR RADITYA MAHAWYAHRTA
NRP. 02111850080015

DOSEN PEMBIMBING :
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

Departemen Teknik Mesin
FakultasTeknologi Industri
InstitutTeknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019

TESIS-TM185400

STUDY NUMERIK PENGARUH SUSUNAN TUBE STAGGERED DENGAN VARIASI DIAMETR TUBE TERHADAP PENGARUH LOKASI TERJADINYA SULFURIC ACID DEW POINT

I NYOMAN SWAR RADITYA MAHAWYAHRTA
NRP. 02111850080015

Dosen Pembimbing :
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

Departemen Teknik Mesin
FakultasTeknologi Industri
InstitutTeknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019

THESIS-TM185400

NUMERICAL STUDY THE EFFECT OF STAGGERED TUBE ALIGNMENT WITH VARIATION OF AIR PREHEATER TUBE DIAMETER IN TERM OF SULFURIC ACID DEW POINT LOCATION

I NYOMAN SWAR RADITYA MAHAWYAHRTA
NRP. 02111850080015

Academic Supervisor:
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2019

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh:

I NYOMAN SWAR RADITYA MAHAWYAHRTA
NRP: 02111850080015

Tanggal Ujian: 04 Agustus 2020
Periode Wisuda: September 2020

Disetujui oleh:
Pembimbing:

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng
   NIP: 196505051990031005 .....

Penguji:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.EngNIP:
   195310191979031002 .....
2. Ary BachtiarKrisna Putra, S.T., M.T., Ph.D
   NIP: 197105241997021001 .....
3. BambangAripDwiyantoro,S.T.,M.Sc, Ph.D
   NIP: 197804012002121001 .....

Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri

Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc.
NIP: 196804021989031002

STUDI NUMERIK PENGARUH SUSUNAN TUBE ALIGNED DAN STAGGERED DENGAN VARIASI DIAMETER TUBE AIR PREHEATER TERHADAP POSISI TERJADINYA SULFURIC ACID DEW POINT

Nama Mahasiswa : I Nyoman Swar Raditya Mahawyahrta
NRP : 02111850080015
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

ABSTRAK

Air preheater merupakan alat yang digunakan untuk mengoptimalkan kinerja boiler. Kerusakan atau kegagalan air preheater akibat korosi sering terjadi pada unit boiler, ini diakibatkan oleh gas SO3 dan SO2 (disebut juga SOx) didalam flue gas yang bersifat asam. pada kondisi temperatur flue gas mendekati atau sama dengan titik embun (*acid dew point temperature*) gas SOx di dalam air heater akan membentuk asam sulfat /H_2SO. Fenomena ini dapat di tekanan dengan mengoptimalkan konfigurasi susunan dan dimensi tube.

Penelitian ini diawali pembuatan geometri model 2D dengan *software* GAMBIT 2.4.6. Untuk simulasi menggunakan *software fluent* 6.3.26, mode penyelesaian menggunakan *Realizable k-ε Model, Enhanced Wall Treatment (Pressure gradient, Thermal Effect)*, persamaan *energy*, SIMPLE. Variasi yang digunakan adalah variasi susunan *tube (Aligned dan staggered)*, variasi diameter tube (D-25, D-40 dan D-51) dan variasi Pembebanan (100% dan 50%). Diharapkan mendapatkan desai air preheater dengan jumlah row kritis terjadinya sulfuric acid dew point temperatur paling sedikit.

Berdasarkan hasil simulasi, diketahui bahwa dengan mengubah susunan tube menjadi susunan staggred perpindahan panas menjadi libih baik diikuti dengan jumlah row kritis lebih sedikit. Begitu juga dengan menambah dimater tube didapatkan perpindahan panas yang lebih bagus dengan jumlah row kritis yang lebih sedikit. Pada variasi pembebanan, perpindahan panas pada pembebanan 100% lebih baik dari pada pembebanan 50%. Namun jumlah row kritis pada pembebanan 100% lebih banyak dibandingkan dengan pembebanan 50%.

Kata Kunci : *Air preheater, Acid Dew Point Temperature, Ansys Fluent*, Aligned , Staggered

NUMERICAL STUDY THE EFFECT OF STAGGERED TUBE ALLIGNMENT WITH VARIATION OF AIR PREHEATER TUBE DIAMETER IN TERM OF SULFURIC ACID DEW POINT LOCATION

Student Name **: I Nyoman Swar Raditya Mahawyahrta**
NRP **: 02111850080015**
Departement **: Teknik Mesin FTI-ITS**
Academic Supervisor **: Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.**

ABSTRACT

The air preheater is a tool used to optimize boiler performance. Damage or failure of the air preheater due to corrosion often occurs in boiler units, this is caused by SO3 and SO2 (SOx) gases in the acidic flue gas. When the flue gas temperature is close to or equal to acid dew point temperature, SOx gas in the air heater will form sulfuric acid / H_2SO_4. This phenomenon can be suppressed by optimizing the configuration of the tube arrangement and dimensions.

This research begins with making a 2D geometry model with GAMBIT 2.4.6 software. For simulations using fluent 6.3.26 software, turbulence mode using Realizable k-ε Model, Enhanced Wall Treatment (Pressure gradient, Thermal Effect), energy equation, SIMPLE. The variations used are variations of tube arrangement (Aligned and staggered), variations in tube diameter (D-25, D-40 and D-51) and variations of loading (100% and 50%). It is expected to get a preheater water design with the number of critical rows where the sulfuric acid dew point temperature is the least.

Based on the simulation results, it is known that by changing the tube arrangement into a staggred arrangement, the heat transfer becomes better followed by a smaller number of critical rows. Likewise, by enlarging the dimater tube, the heat transfer is better with the number of critical rows less. At various loads, heat transfer at 100% loading is better than at 50% load. However, the number of critical rows at 100% loading was higher than at 50% loading or at 100% load, the tubes experienced more corrosion.

Keywords : Water preheater, Acid Dew Point Temperature, Ansys Fluent, Aligned, Staggered

DAFTAR ISI

ABSTRAK ..... **v**

DAFTAR ISI ..... **vii**

DAFTAR GAMBAR ..... **x**

DAFTAR TABEL ..... **xiii**

1. BAB I PENDAHULUAN **1**

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 4

1.4 Tujuan Penelitian 5

1.5 Manfaat Penelitian 6

2. BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI **7**

2.1 Penelitian terdahulu 7

2.1.1 *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* 7

2.1.2 Optimization of Heat Transfer Coefficient of Air Preheater using Computational Fluid Dynamics 8

2.1.3 Studi Numerik Pengaruh Transverse dan Longitudinal Pitch terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Cross - Flow Susunan Pipa Tipe Staggered 9

2.1.4 *Prediction of sulfuric acid dew point temperature on heat transfer fin surface* 10

2.2 *Software* GAMBIT 12

2.3 *Software* FLUENT 12

2.3.1 *Viscous Model* 13

2.3.2 Model Turbulensi Dekat Dinding (*Near Wall Treatment*) 15

2.4 Reynold Number 16

2.5 Prandtl Number 17

2.6 Nusselt Number 18

2.7 Perpindahan Panas Konveksi Aliran Eksternal Melintasi *Tube* 19

2.8 Koefisien Konveksi Aliran Internal di dalam *CircularTube* 21

2.9 Aliran Fluida Melewati *Tube Bank* 22

2.10 Tubular Air Preheater 25
2.11 Flue Gas 25
2.12 Moist Air 26
2.13 Dew Point Temperature of Moist Air 27
2.14 Acid Dew Point Temperature 28
2.15 Korosi 30
2.16 Mekanisme korosi pada tube air preheater 32
3. BAB III METODELOGI PENELITIAN 34
3.1 Flowchart Penelitian 34
3.2 Tahapan Penelitian 35
3.3 Data Penelitian 37
3.2.1 Data Sistem 39
3.3 Tahap *pre-processing* 41
3.3.1 Domain pemodelan *air preheter* 41
3.3.2 *Meshing* dan Kondisi Batas 41
3.4 Tahpa *Processing* 43
3.4.1 Mengimpor dan Memeriksa *Mesh* 44
3.4.2 Konversi Satuan 45
3.4.3 *Solver* 45
3.4.4 *Models* 45
3.4.5 *Boundary Conditions* 46
3.4.6 *Solution Methods* 46
3.5 Variasi yang Dilakukan 47
4. BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN 49
4. 1 Perhitungan Koefisien Konveksi 49
4.1. 1 Perhitungan Koefisien Konveksi Primary Air 49
4. 2 Perhitungan Energy Balance 52
4. 3 Analisis Pengaruh Susunan Tube Aligned dan Staggered 55
4.3 1 Simulasi Susunan Tube Aligned (Existing) dan Staggered (D=40) 55

4.3.1 1 Distribusi Kontur Temperatur Fluegas 55
4.3.1.2 Distribusi Temperatur di Sekeliling *Tube* dan 1 *Mesh* di Atas *Tube* 57
4. 4 Analisis Pengaruh Diameter tube 25 mm, 40 mm dan 51 mm pada Susunan Staggered 62
4.4. 1 Pengaruh Diameter tube 25 mm, 40 mm dan 51 mm 62
4.4.1.1 Distribusi Kontur Temperatur Fluegas 62
4.4.1.2 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan Distribusi 63
Temperatur flue Gas 1 Mesh di Atas Keliling Tube 63
4. 5 Analisis Pengaruh Variasi Pembebanan 69
4.5.1.2 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan 1 Mesh di Atas Tube 71
4.5.1.4 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan 1 Mesh di Atas Tube 76
5. BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 84
5.1 Kesimpulan 84
5.2 Saran 845
DAFTAR PUSTAKA 86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Sistem air preheater pada boiler air preheater sebagai salah satu komponen dalam boiler (PLTU Amurang, 2018).....1

Gambar 1.2. Plugging Kerusakan Tube pada Air Heater 2

Gambar 2.1. Pola Letak Tube (a) 30° (b) 60° (c) 90° (d) 45° (Kayede,2015) 7

Gambar 2.2. Geometri dan meshing air preheater model 3D (Borkar Viviek dkk.,2016.).....8

Gambar 2.3. **(**a.) Grafik koefisien perpindahan panas dengan perbedaan diameter tube (b) grafik pressure drop dengan perbedaan diameter tube 8

Gambar 2.4. Pemodelan simulasi CFD (Yusuf dkk, 2018).....9

Gambar 2.5.Distribusi nusseltnumberlokal pada tube baris 1-3 dengan S_T 1.5D dan 2D 10

Gambar 2.6. Vektor kecepatan dan distribusi temperatur dari aliran fluida 10

Gambar 2.7 Pemodelan simulasi CFD (Wang, 2015).....11

Gambar 2.8 Distribusi temperatur dan dan distribusi local velocity 11

Gambar 2.9. Grafik efek wall temperature dan fin geometri terhadap spanwise average sulfuric acid dew point temperature 11

Gambar 2.10. Pembuatan geometri dan mesh dari tube aligned 12

Gambar 2.11. Distribusi temperatur pada susunan tube staggered 13

Gambar2.12. Boundary layer kecepatan, termal, dan konsentrasi pada permukaanbenda 19

Gambar 2.13. Profil kecepatan dengan separasi pada silinder 20

Gambar 2.14. Pengaruh turbulensi terhadap separasi 20

Gambar 2.15. Bilangan Nusselt lokal untuk aliran udara pada silinder tunggal ...21

Gambar 2.16. Susunan tube bank. (a) Algined, (b) Staggered 22

Gambar 2.17. Macam-macam variasi pengaturan tubular air preheater 25

Gambar 2.18. Peristiwa pendinginan moist air pada tekanan sistem tetap 27

Gambar 2.19. Psychrometric Chart 28

Gambar 2.20. Sulfuric acid dew point 29

Gambar 3.1. Tampilan isometris susunan tube air preheater 37

Gambar.3.2. Tampilan potongan tube air preheater (a)Aligned(D=40 mm) (Existing) (b)Staggered(D=40 mm) (c)Staggered(D=51 mm) dan (d)Staggered(D=25,4 mm) 38

Gambar 3.3. Geometri susunan tube air preheater(a)Aligned(D= 40 mm)(Existing) (b)Staggered(D= 40 mm) (c)Staggered(D=51 mm) (d)Staggered (D= 25.4 mm) 41

Gambar 3.4. Hasil meshing susunan tube air preheater (a)Aligned(D= 40 mm) (Existing) (b)Staggered(D= 40 mm) (c)Staggered(D=51 mm) (d)Staggered(D= 25.4 mm) 43

Gambar 3.5 Boundary Condition pada simulasi air preheater 43

Gambar 4.1 Distribusi temperatur primary air dan secondary air seluruh pass 52

Gambar 4.2 Hasil simulasi temperatur flue gas Aligned D-40 (Existing) 54

Gambar 4.3 Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom pada susunan aligned tube D=40 55

Gambar 4.4 Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom pada susunan staggered tube D=40..... 56

Gambar 4.5 (a) Kontur temperatur berbagai model dan (b) Distribusi temperature flue gas 57

Gambar 4.6 Distribusi temperatur di sekelilingtube air preheater bottom module staggered D-40 vs aligned D-40 58

Gambar 4.7 Distribusi temperatur flue gas 1 mesh diatas keliling tube air preheater bottom module aligned D-40 vs staggered D-40..... 59

Gambar 4.8 **.**Kontur kecepatan flue gas bottom module (a)Staggered D-40mm dan (b)Aligned D-40mm..... 60

Gambar 4.9. Velocity pathline aliran flue gas Staggered D-40 dan Aligned D 40mm 60

Gambar 4.10. Perbandingan nilai hi, ho dan U pada Aligned D-40 dan staggered D-40 61

Gambar 4.11. Kontur temperatur modul air preheater bottom pada susunan staggered tube D-25, D-40 dan D-51..... 62

Gambar 4.12. (a) menunjukkan kontur temperatur untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube..... 63

Gambar 4.13. Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom module stagggered D-25 mm , D-40 mm dan D-51 mm..... 64

Gambar 4.14. Distribusi temperatur flue gas 1 mesh diatas tube air preheater bottom module stagggered D-25 mm , D-40 mm dan D-51 mm 64

Gambar 4. 15. Kondisi Tube row 16 pada masing masing model (a) D-25, (b) D-40 dan (c) D-51..... 65

Gambar 4.16. Kontur kecepatan flue gas bottom module (a) Staggered D-25mm (b) Staggered D-40 mm dan (c) Staggered D-51 mm..... 66

Gambar 4.17. Velocity pathline aliran flue gas susunan staggered pada diameter (a) D-25mm (b) D-40 mm dan (c) D-51 mm 67

Gambar 4.18. Distribusi kecepatan flue gas pada row 10 dan 11 untuk susunan staggered pada diameter (a) D-25mm (b) D-40 mm dan (c) D-51 mm 67

Gambar 4.19. Perbandingan nilai hi, ho dan U pada staggered D-25 mm, D-40 mm dan D-51 mm 68

Gambar 4.20. Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom susunan aligned tube D=40 pada beban 100% 69

Gambar 4.21. Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom susunan aligned tube D=40 pada beban 50% 70

Gambar 4.22. (a) Kontur temperature berbagai model dan (b) Distribusi temperature flue gas 71

Gambar 4.23 . Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom modul Aligned D-40 dengan pembebanan 100% vs 50% 71

Gambar 4.24. Distribusi temperatur flue gas 1 mesh di atas keliling tube air preheaterbottom module Staggered D-25 pada pembebanan 100% dan 50% 72

Gambar 4.25 Kontur kecepatan flue gas bottom module (a) Aligned D-40 pembebanan 100% dan (b) Aligned D-40 50% 73

Gambar 4.26. Distribusi kecepatan pada row 10 dan 11 (a) Aligned d-40 beban 100% dan (b) Aligned d-40 beban 50% 74

Gambar 4.27. Distribusi kecepatan pada susunan Aligned D-40 beban 100% dan 50% 74

Gambar 4.28. Kontur temperatur bottom modul air preheater susunan staggered D-25mm , D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50% 75

Gambar 4.29. (a) Kontur temperature berbagai model (b) distribusi temperature outer tube wall 76

Gambar 4.30. Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom modul Staggered D-25mm , D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50% 77

Gambar 4.31**.** Distribusi temperatur flue gas 1 mesh di atas keliling tube air preheater bottom module Staggered D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50% 78

Gambar 4.32. Kondisi Tube row 16 pada masing masing model (a) D-25, (b) D-40 dan (c) D-51 79

Gambar 4.33**.** Kontur kecepatan flue gas bottom module Staggered D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50% 79

Gambar 4.34. Distribusi kecepatan flue gas susunan staggered D-25 mm, D-40mm dan D-51mm pada beban 50% 80

Gambar 4.35. Perbandingan nilai ho, hi dan U pada masing-masing model 81

Gambar 4.36. Gambar hasil simulasi tube-row beban 100% 82

Gambar 4.37. gambar hasil simulasi tube-row beban 100% 83

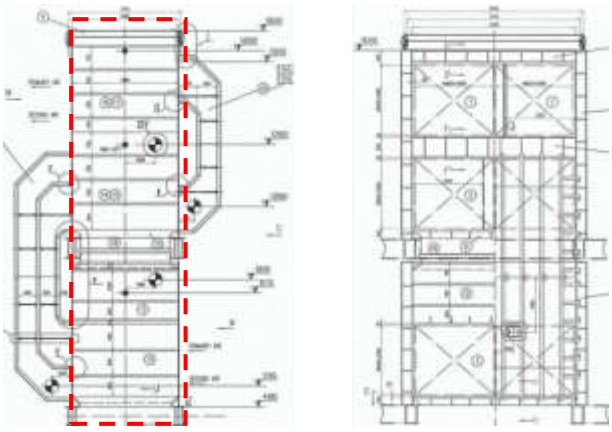
DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Pemodelan aliran viscous pada software FLUENT 13
Tabel 2. 2 Model turbulensi di dekat dinding 15
Tabel 2. 3 Nilai C dan m pada bilangan Reynolds tertentu 21
Tabel 2. 4 Nilai C_1 dan m untuk masing-masing nilai $Re_{D,max}$ 23
Tabel 2. 5 Properties fuel dan flue gas berdasarkan jenisnya 26
Tabel 2. 6 Temperatur sulfuric acid dew point terhadap konten SO_3 dan Air 29
Tabel 3. 1 Susunan tube air preheater 38
Tabel 3. 2 Data dimensi susunan tube air preheater 38
Tabel 3. 3 Data properties wall tube 39
Tabel 3. 4 data properties flue gas 39
Tabel 3. 5 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater 50
Tabel 3. 6 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater 51
Tabel 3. 7 Data konveksi tube air preheater diameter 40 mm 40
Tabel 3. 8 Data konveksi tube air preheater diameter 51 mm 40
Tabel 3. 9 Data konveksi tube air preheater diameter 25,4 mm 40
Tabel 3. 10 Solver FLUENT 18.0 45
Tabel 3. 11 Model turbulensi FLUENT 18.0 46
Tabel 3. 12 Boundary conditions FLUENT 18.0 46
Tabel 3. 13 Solution methodsFLUENT 18.0 47
Tabel 3. 14 Variasi simulasi penelitian 47
Tabel 4. 1 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater 50
Tabel 4. 2 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater 51
Tabel 4. 3 Data perhitungan energi yang diserap pada bottom Modul 53
Tabel 4. 4 Total energi yang diserap dan dilepas pada PA dan SA 54
Tabel 4. 5 Perbandingan Energi pada simulasi dan existing 55

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan salah jenis pembangkit yang paling ekonomis dan paling banyak di aplikasikan di indonesia, berdasarkan data dari statistik ketenagalistrikan total kapasitas pembangkit PLN pada tahun 2018 sebesar 40,81 GW dimana PLTU berkontribusi sebesar 35,74% dari kapasitas nasional (DJK, ESDM 2018). Pada prinsipnya PLTU mengunakan siklus rankine yaitu merubah energi kimia pada bahan bakar menjadi energi listrik dengan mengunakan air sebagai fluida kerjanya. Pembangkit listrik tenaga uap memiliki beberapa komponen utama yaitu Boiler, Turbin uap, Generator dan Kondensor. Salah satu dari 4 (empat) peralatan utama yang sangat penting di dalam suatu pembangkit listrik adalah boiler. Untuk meningkatkan efesiensinya boiler dilengkapi oleh beberapa komponen, yaitu : *superheater*, *economizer*, *reheater*, *evaporator* dan yang tak kalah pentingnya yaitu *air preheater* seperti ditunjukan pada gambar 1.1



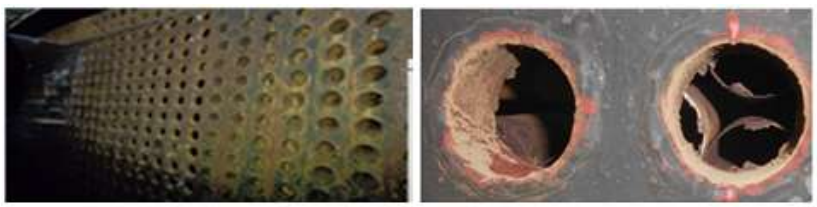
Gambar 1. 1 Sistem *air preheater* pada boiler PLTU Amurang *Air Preheater* sebagai salah satu komponen dalam boiler.(PLTU Amurang, 2018; data diperoleh dari PLTU Amurang., 2018)

Air preheater merupakan alat yang digunakan untuk memanaskan udara sebelum masuk ke ruang bakar yang mana media pemanasnya berasal dari gas buang hasil pembakaran yang memiliki temperatur masih cukup tinggi. Dalam Air

Heater, udara pembakaran yang dipanasi dilewatkan didalam tube sedangkan media pemanasnya yaitu flue gas mengalir melalui luar susunan tube (tube banks). Tujuan dari pemanasan udara sebelum masuk boiler yaitu, untuk mengoptimalkan proses pembakaran dan menghemat bahan bakar . Penggunaan *air preheater* dapat meningkatkan efisiensi unit lebih dari 10%. Selain itu setiap penurunan 5.5°C temperatur gas *outlet* dari *air preheater* dapat meningkatkan efisiensi boiler sebesar 0.25% (Strom, 2010).

Kerusakan atau kegagalan air preheater sering terjadi pada unit boiler, hal ini disebabkan oleh Desain (formasi tube) yang belum optimal dan tata cara penggunaan yang kurang tepat. Kebocoran tube merupakan masalah yang sering terjadi pada *air preheater* yang disebabkan oleh korosi, hal ini terjadi karena kandungan sulfure sisa hasil pembakaran yang terkandung di dalam flue gas akan bereaksi dengan oksigen sehingga membentuk gas SO3 dan SO2 (disebut juga SOx) yang bersifat asam. pada kondisi temperatur keluar flue gas mendekati atau sama dengan titik embun (*acid dew point temperature*) gas SOx di dalam air heater akan bereaksi dengan uap air sehingga membentuk asam sulfat /H_2SO_4 (Yang Y.G ,2103)

Sejalan dengan permasalahan diatas, PLTU Amurang sebagai salah satu pembangkit besar di Indonesia juga mengalami kendala yang serupa. *Tube* didalam *bottom module* (module 3) *air preheater* khususnya pada bagian *primary air heater* (PA) mengalami *plugging* hingga 543 buah ditambah dengan kerusakan *tube* sebanyak 282 *tube* akibat korosi seperti pada Gambar 1.2. Total jumlah *tube air preheater* pada PLTU Amurang sebesar 1886 tube pada bagian PA dan 1312 *tube* pada bagian secondary air heater (SA) sehingga total kerusakan *tube* sudah mencapai 2137 buah atau hampir 67 % dari jumlah keseluruhan tube pada *bottom module air preheater* (PLTU Amurang, 2018).



Gambar 1. 2 Plugging Kerusakan Tube pada Air Heater .(PLTU Amurang, 2018; data diperoleh dari PLTU Amurang., 2018)

Untuk menganalisa fenomena kegagalan tube (korosi) akibat fenomena kondensasi *sulfuric acid* (H_2SO_4) akibat tercapinya *sulfuric acid dew point temperature* pada *bottom module air preheater PLTU*, dilakukan studi numerik dengan mengunakan sofware CFD untuk mensimulasikan aliran *flue gas* melalui tube bundle. Beberapa penelitian mengenai aliran fluida didalam *tube bank*, pengaruh susunan *tube* terhadap aliran fluida dan prediksi acid dew point temperatur pada air preheater dan heat exchanger sudah banyak dilakukan, diantaranya adalah penelitian yang dilakukan oleh Kayede (2015) dengan mengkarakterisasi 4 pola formasi tube dengan tujuan mendapatkan pola formasi yang memiliki perpindahan panas dan penurunan tekanan panas yang terbaik (A. Kayede Coker et al (2015). Sejalan dengan penelitian diatas Borkar Viviek, dkk (2016) melaukan study numerik dengan memvariasikan diameter tube dari 43,5 mm sampai 83,5 mm dengan *step size* 10 mm dan selanjutnya di simulasikan dengan sofware ANSYS Fluent. Tujuan dari penelitiannya adalah untuk mendapatkan desain *air preheater* yang memiliki efesiensi termal yang optimal. Penelitian lain dilakukan oleh Yusuf, dkk(2018) dimana Yusuf ingin mengetahui pengaruh *transverse pitch* pada susunan *tube staggered* terhadap perpindahan panas yang terjadi (Yusuf & Tardi, 2018). Jauh sebelumnya yaitu pada tahun 2010 Springer, Dusseldorf pada bukunya menyebutkan bahwa perbandingan antara jarak tube (Pt) dengan diameter tube (Do) harus bernilai 1.25 (VDI Heat Atlas, 2nd ed., Springer, Dusseldorf, 2010).

Memprediksi terjadinya acid dew point temperature merupakan hal yang sangat penting untuk mendapatkan kinerja *air preheater* yang bagus dan life time yang lama, sehingga pada tahun 2015 Wang dkk, melakukan penelitian tentang prediksi terjadinya dew point temperatur asam sulfat pada perpindahan panas permukaan fin, dengan tujuan untuk mengetahui faktor – faktor yang mempengaruhi tercapainya *acid dew point temperature* (Y.C. Wang, 2015). Pada tahun selanjutnya chen melakukan penelitian tentang pembentukan SO_3 dalam peleburan tembaga. Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui temperatur terbentuknya SO_3 dan faktor – faktor yang mempengaruhinya (Chen et al 2016). Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu serta permasalahan pada *air preheater* PLTU Amurang, diperlukan studi numeric bagaiman pengaruh susunan

tube, variasi diameter dan variasi kecepatan inlet flue gas pada *air preheater* terhadap *sulfuric acid dew point temperature.*

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah disampaikan , maka permasalahan yang akan di bahas dalam penelitian ini adalah :

1. Bagaiamana pengaruh susunan *tube aligned dan staggered* dengan S_T= 60 mm dan S_L= 65 mm pada *air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya sulfuric acid dew point temperatur.
2. Bagaimana pengaruh variasi diameter *tube* (D_1=40mm, D_2=51mm dan D3= 25 mm) *pada air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya sulfuric acid dew point temperatur.
3. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan *inlet flue gas* (v = 2,51 m/s dan v = 1,255 m/s) pada *air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya sulfuric acid dew point temperatur.

1.3 Batasan Masalah

Studi numerik ini dilakukan dengan menggunakan *software* FLUENT 18.1 dengan Batasan masalah sebagai berikut:

- Variabel Bergantung
    1. Profil temperatur fluida f*lue gas* sepanjang *air preheater*
    2. Koefisien perpindahan panas yang terjadi di sekiling *tube air preheater.*
    3. Profil kecepatan yang melalui *tube bank air preheater.*
- Variabel Bebas
    1. Properties fluida *flue gas* yang melalui *tube banks air preheater* ditentukan sesuai dengan data pada Sub-bab 3.3
    2. Sifat material dinding *tubeair preheater* ditentukan sesuai dengan data pada Sub-bab 3.3

3. Dimensi susunan *tube air preheater* ditentukan sesuai dengan data pada Sub-bab 3.3
4. Simulasi dilakukan pada modul 3, modul 2 dan modul 1
5. Identifikasi hanya akan dilakukan pada modul 1 *(bottom module)*

- Asumsi
  1. Produk pembakaran diasumsikan sebagai udara kering dengan temperatur tertentu yang masuk melalui *inlet.*
  2. *Flue gas* mengalir pada tekanan 1 atm.
  3. Simulasi menggunakan susunan *tube* serta geometri *tube air preheater* seperti pada Gambar 3.3 dengan N_L, N_T, S_T, S_L konstan.
  4. Simulasi dilakukan pada kondisi 2 Dimensi.
  5. Simulasi dilakukan pada kolom *tube* dengan kecepatan maksimum (*tube* pada tengah *tube banks*).
  6. Sistem berjalan dalam keadaan *steady state*.
  7. Koefisien Konveksi didalam *tube primary air* dan *secondary air* konstan.
  8. *Flue gas* memiliki *Sulfuric Acid Dew Point Temperature* 143^{o}C dengan kandungan uap air 40% dan SO_3 4.5 volume ppm pada *flue gas* (*wet basis*).
  9. Tidak ada *fouling factor* pada aliran *flue gas* di dalam *air preheater.*
  10. Aliran *flue gas* merupakan aliran *incompressible.*
  11. Tidak ada energi bangkitan pada sistem.
  12. Profil termperatur, vektor kecepatan dan perpindahan panas yang terjadi di dalam *air preheater* sama sepanjang sumbu z.
  13. Fluida yang mengalir dipengaruhi oleh gravitasi dengan percepatan 9,8 m/s^2.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian tesis ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh susunan *tube aligned dan staggered* dengan S_T=60mm dan S_L=65 mm pada *air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena

perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya acid dew point temperatur.

2. Mengetahui pengaruh variasi diameter *tube* (D_1=40mm, D_2=51mm dan D_3 = 25 mm) *pada air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya acid dew point temperatur.

3. Mengetahui pengaruh variasi pembebanan atau kecepatan *inlet flue gas* (v = 2,51 m/s dan v = 1,255 m/s) pada *air preheater* terhadap karakteristik aliran, fenomena perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya sulfuric acid dew point temperatur

1.5 Manfaat Penelitian

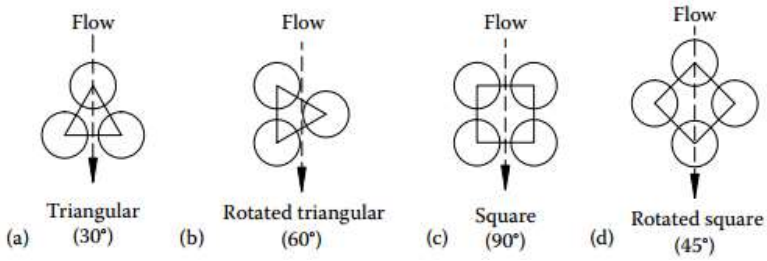
Penelitian yang akan dilakukan, diharapkan mendapatkan susunan dan diameter tube *air preheater* yang memiliki nilai perpindahan panas yang optimal dan distribusi temperatur yang merata sehingga potensi kegagalan tube akibat korosi dapat ditekan sekecil mungkin dan *air preheater* memiki life time yang maksimal (15 tahun)

BAB II
KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian terdahulu

2.1.1 *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*

Penelitian tentang pengaruh susunan pola dan diameter tube terhadap karakteristik aliran, perpindahan panas, distribusi temperatur, penyerapan heat flux dan posisi terjadinya fenomena acid dew point temperatur sudah banyak dilakukan, salah satu adalah penelitian yang dilakukan oleh Kayede (2015), dalam penelitiannya dia memvariasikan 4 posisi tube yang berbeda dengan tujuan Untuk menghambat terjadinya korosi akibat kondensasi asam sulfat maka perpindahan panas dari flue gas ke udara harus ditingkatkan yaitu dengan jalan menyusunan tata letak *tube* agar dapat memuat sebanyak mungkin *tube* di dalam *shell* supaya area perpindahan panas menjadi semakin maksimum. Terdapat empat pola tata letak *tube* yaitu, segitiga (30°), segitiga diputar (60°), kotak (90°), dan kotak diputar (45°)

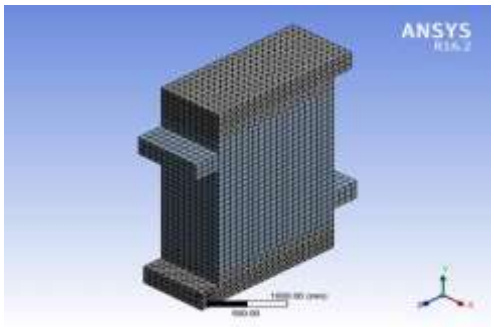


Gambar 2. 1 Pola Letak Tube (a) 30° (b) 60° (c) 90° (d) 45° .(Kayede Coker, 2015; data diperoleh dari Kayede Coker.,2015)

Untuk jarak antar tube dan kecepatan aliran yang sama, koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan pressure drop, dalam urutan menurun adalah 30°, 45°, 60°, 90°. Pola letak *tube* 90° memiliki koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan yang paling rendah. Pemilihan tata letak *tube* dapat ditentukan oleh beberapa parameter yang juga dapat mempengaruhi performansi dari *heat exchanger*, yaitu perpindahan panas, penurunan tekanan, aksesbilitas untuk pembersihan mekanikal A. Kayede Coker (2015).

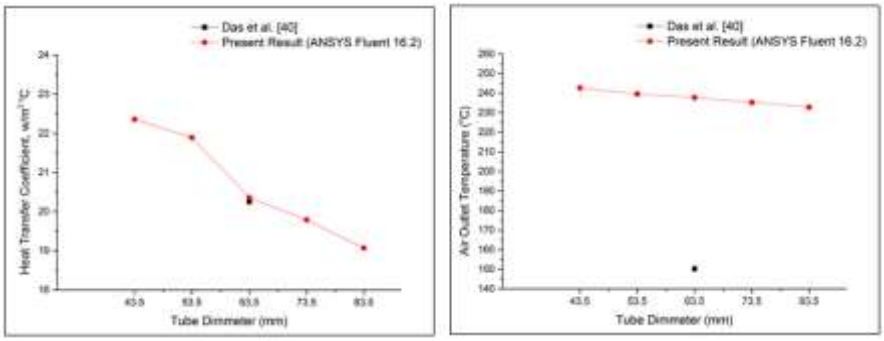
2.1.2 Optimization of Heat Transfer Coefficient of Air Preheater using Computational Fluid Dynamics

Borkar Viviek, dkk (2016) melakukan penelitian tentang pengoptimalan koefisien perpindahan panas pada air preheater tipe turbular dengan tujuan untuk mendapatkan desain diameter air pre heater yang memiliki koefisien perpindahan panas yang tertinggi. Penelitian ini dilakukan pada pemodelan 3D dengan mengunakan sofware Creo Parametric 2.0 seperti yang ditunjukan pada gambar 2.2, dimana penulis memvariasikan diameter tube dari 43,5 mm sampai 83,5 mm dengan (step size 10 mm) dan selanjutnya di simulasikan dengan sofware ANSYS Fluent 18.0, dengan mengunakan



Gambar2. 2 Geometri dan meshing air preheater model 3D .(Borkar Viviek, 2016; data diperoleh dari Borkar Viviek dkk.,2016)

Hasil dari penelitian ada 2 yaitu berupa data kuantitatif berupa grafik dan data kualitatif berupa kontur , dimana dapat dilihat pada grafik 2.1.a. semakin semakin besar diameter tube semakin kecil koefisien perpindahan panas.

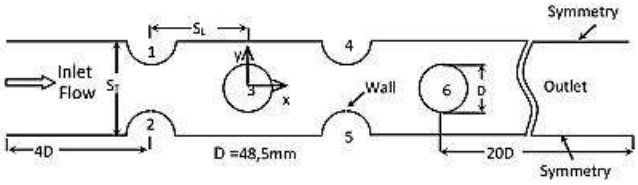


Gambar 2. 3 a. Grafik koefisien perpindahan panas dengan perbedaan diameter tube (b) grafik temperatur out udara dengan perbedaan diameter tube .(Borkar Viviek, 2016; data diperoleh dari Borkar Viviek dkk.,2016)

pada grafik 2.1.b dapat dilihat bahwa semakin besar diameter tube maka pressure drop (ΔP) pada air heater juga semakin membesar. Dari penelitian ini didapatkan bahwa diameter tube 43,5 lebih optimal untuk desain air preheater dan menunjukan bahwa geometry tube merupakan parameter yang sangat penting dalam mendisain modul air preheater karena pemilihan diameter tabung, ketebalan, jumlah tabung secara paralel dan arah tegak lurus dll akan menghasilkan desain air preheater yang optimal.

2.1.3 Studi Numerik Pengaruh Transverse dan Longitudinal Pitch terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Cross - Flow Susunan Pipa Tipe Staggered

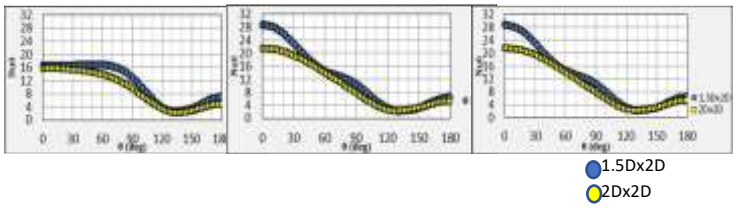
Pada tahun 2018 Yusuf. Dkk (2018) melakukan penelitian mengenai "Studi Numerik Pengaruh *Transverse Pitch* terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada Susunan Pipa Tipe *Staggered*" bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan *tube* tipe *staggered* akibat pengaruh *Reynolds number*, *transverse pitch* dan *longitudinal pitch* dengan menggunakan metode simulasi CFD. Pada penelitiannya, yusuf memvariasikan *transverse pitch* (1.5D, 2D), *longitudinal pitch* (1.5D, 2D), dan bilangan *Reynolds* 80, 200, dan 5000. Pemodelan simulasi yang digunakan oleh Yusuf dapat dilihat pada Gambar 2.4.



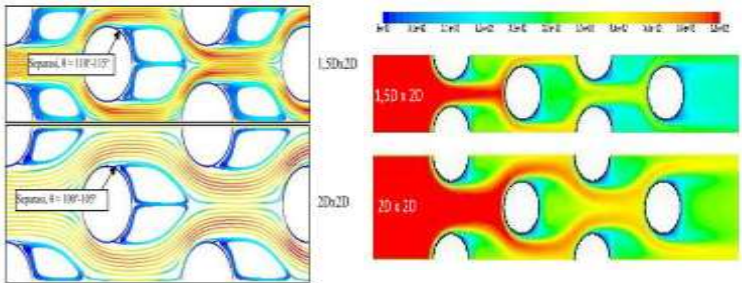
Gambar2. 4 Pemodelan simulasi CFD .(Yusuf, 2018 ; data diperoleh dari Yusuf Dkk.,2018)

Dari penelitian ini didapat hasil kualitatif berupa kontur temperatur serta kecepatan seperti Gambar 2.5 dan hasil kuantitatif berupa plot distribusi *Nusselt number* lokal disekeliling tube untuk masing-masing baris seperti pada Gambar 2.6. Dari hasil simulasi Yusuf, diketahui bahwa *transverse pitch* pada susunan *tube* tipe *staggered* dapat mempengaruhi kecepatan maksimum aliran fluida yang

melintasi *tube bank* sehingga mempengaruhi bilangan *Reynold* maksimum. Semakin kecil *transverse pitch*, maka bilangan *Reynolds* akan semakin besar sehingga bilangan *Nusselt* meningkat. Proses perpindahan panas terbaik terjadi pada *transverse pitch* 1.5D, dimana terjadi peningkatan bilangan*Nusselt* rata-rata 18.42% dibanding *transverse pitch* 2D (Yusuf & Tardi, 2018).



Gambar2. 5 Distribusi *nusseltnumber*lokal pada *tube* baris 1-3 dengan S_T 1.5D dan 2D .(Yusuf, 2018 ; data diperoleh dari Yusuf Dkk.,2018)

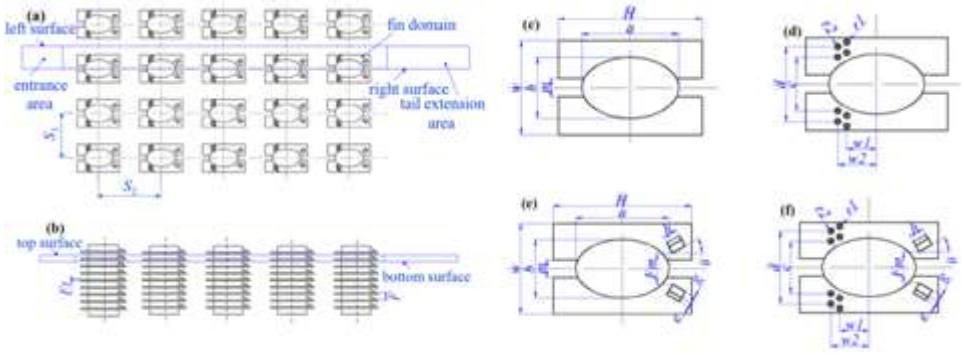


*Gambar2. 6.*Vektor kecepatan dan distribusi temperatur dari aliran fluida .(Yusuf, 2018 ; data diperoleh dari Yusuf Dkk.,2018)

2.1.4 *Prediction of sulfuric acid dew point temperature on heat transfer fin surface*

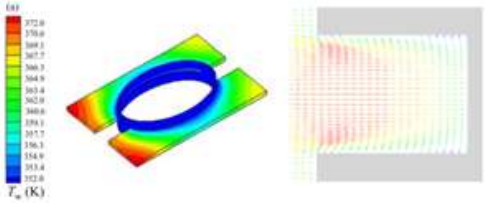
Untuk mengetahui dan memprediksi terjadinya endapan asam sulfat (H_2SO_4) maka Wang dkk,(2015) melakukan penelitian tentang "*Prediction of sulfuric acid dew point temperature on heat transfer fin surface"* bertujuan untuk mengetahui pengaruh *wall temperatur*, excess air ratio, flue gas inlet velocity dan struktur perpindahan panas fin terhadap distribusi lokal dari *acid dew point temperature* pada permukaan fin. Pada penelitiannya, Wang mengunakan 4 jenis tabung oval multi baris dengan variasi *original H-type finned oval tube*, permukaan fin dengan *bleeding dimples (Dimple)*, permukaan fin dengan −30° *rectangular longitudinal vortex generators (LVG*) dan dengan *compound dimples*

dan *rectangular longitudinal vortex generators (Dimple-LVG)* . Pemodelan simulasi yang digunakan oleh Wang dapat dilihat pada Gambar 2.7

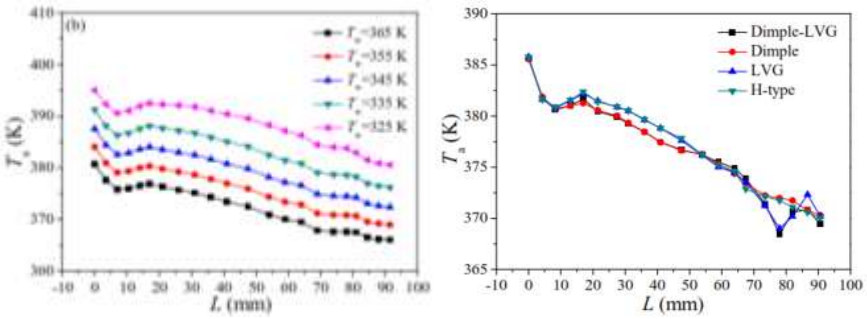


Gambar2. 7 Pemodelan simulasi CFD .(Wang, 2015; data diperoleh dari Wang dkk.,2015)

Hasil dari penelitian ini ada dua yaitu data kualitatif berupa kontur temperatur dan data kuantitatif berupa plot distribusi temperatur seperti pada gambar 2.8 dan 2.9



Gambar2. 8 Distribusi temperatur dan dan distribusi *local velocity* .(Wang, 2015; data diperoleh dari Wang dkk.,2015)

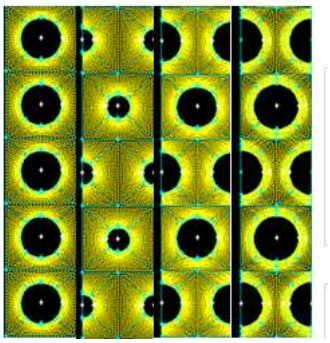


Gambar2. 9 Grafik efek wall temperature dan fin geometri terhadap spanwise average sulfuric acid dew point temperature .(Wang, 2015; data diperoleh dari Wang dkk.,2015)

Dari gambar 2.8 dan 2.9 dapat dilihat bahwa wall temperature sangat berpengaruh terhadap acid dew point temperature, dimana semakin tinggi wall temperatur maka semakin berkurang fenomena acid dew point temperaturnya. Struktur Dimple-LVG memiliki proses perpindahan panas terbaik dan dapat mencegah terjadinya sulfuric acid dew point temperatur.

2.2 *Software* GAMBIT

GAMBIT (*Geometry and Mesh Building Intelligent Toolkit*) merupakan *software* yang dapat digunakan untuk membuat konstruksi geometri dari permodelan CFD serta membuat *mesh* dari geometri tersebut. Geometri maupun *mesh* yang dibentuk dapat dibuat dalam kondisi 2 dimensi maupun 3 dimensi. *File* geometri serta *mesh* yang telah dibuat dapat diekspor ke dalam *file* .msh/.dbs yang nantinya akan disimulasikan oleh aplikasi FLUENT. Hasil konstruksi geometri serta mesh akan tampak seperti pada Gambar 2.10 (Fluent, Inc., 2006).

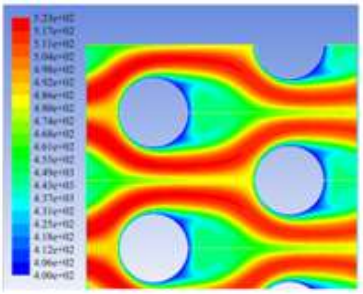


Gambar2. 10 Pembuatan geometri dan mesh *dari* tube aligned (data diperoleh dari pembuatan pada sofware GAMBIT)

2.3 *Software* FLUENT

FLUENT adalah paket perangkat lunak *computational fluid dynamics* (CFD) yang digunakan untuk mensimulasikan kasus-kasus aliran fluida. FLUENT menggunakan metode *finite-volume method* untuk menyelesaikan persamaan fluida. Hal tersebut mencakup penggunaan berbagai model fisis seperti *incompressible/compressible, inviscid/viscous, laminar/turbulent,* dan lain-lain. *Software* FLUENT dapat menunjukkan profil dari temperatur, tekanan, kecepatan, dan *properties* lainnya dari kesuluran maupun sebagian *mesh* yang sebelumnya

telah dibuat dalam *software* GAMBIT. Salah satu contoh dari hasil simulasi CFD dapat dilihat pada Gambar 2.11 yang menunjukkan profil vektor kecepatan pada aliran fluida *tube* evaporator secara *axial*(Fluent, Inc., 2006).



Gambar2. 11 Distribusi temperatur pada susunan tube staggered .(Fluent, Inc, 2006; data diperoleh dari Fluent, Inc., 2006)

2.3.1 *Viscous Model*

Berdasarkan viskositasnya, aliran dapat dibedakan menjadi aliran *viscous* dan *inviscid*. Aliran *viscous* adalah aliran fluida dimana efek viskositasnya tidak diabaikan sehingga pada aliran tersebut timbul *boundary layer* akibat tegangan geser. Tegangan geser ini mengakibatkan berubahnya profil kecepatan fluida yang mengalir sepanjang *tube*. Pada *software* CFD, pemodelan aliran *viscous* terbagi menjadi berbagai macam model yang dapat dilihat pada Tabel 2.2 (Fluent, Inc. , 2006):

Tabel 2. 1 Pemodelan aliran viscous *pada* software *FLUENT*

Viscous Model	Deskripsi
Spalart-Allmaras Model	Merupakan model turbulensi satu persamaan yang relatif mudah untuk menyelesaikan persamaan fluida untuk viskositas *turbulent*. Model didesain untuk digunakan pada masalah *aerospace* yang melibatkan *wall-bounded flows* dan mampu menunjukkan hasil yang baik untuk *boundary layer* yang dipengaruhi oleh *adverse pressure gradient*. Efektif untuk model dengan *Reynolds Number* rendah, ukuran *mesh* yang besar, dan tidak memerlukan akurasi perhitungan aliran *turbulent*.

Standar *k*-ε Model	Merupakan model turbulensi 2 persamaan 'lengkap' paling sederhana yang mampu menentukan kecepatan *turbulent* dan skala panjang secara independen. Model ini dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan *heating*, *buoyancy*, dan *compressibility*. Lebih cocok untuk model dengan RE tinggi. Namun, model ini tidak cocok untuk aliran kompleks yang meliputi *strong stream curvature* dan separasi.
RNG *k*-ε Model	Salah satu kelompok dari permodelan *k*-ε model dimana ada penambahan istilah ε dalam persamaan di dalamnya yang mampu meningkatkan akurasinya untuk pemodelan dengan masalah *strained flows*. Selain itu RNG *k*-ε Model juga cocok untuk model dengan RE rendah dan aliran yang memiliki efek *swirling.*
Realizable *k*-ε Model	*k*-ε Model ini memenuhi beberapa Batasan matematis dari *Reynolds stress*. Model realizable secara akurat dapat memprediksi laju penyebaran baik planar maupun jets melingkar. *k*-ε Model Realizable juga baik dalam menyelesaikan masalah aliran fluida rotasi, *adverse pressure gradients* yang besar dan masalah-masalah resirkulasi.
Standard *k*-ω Model	Permodelan ini dapat digunakan untuk menyelesaikan masalah dengan RE rendah, aliran *compressible*, dan *shear flow spreading.* Permodelan ini juga dapat menampilkan transisi aliran *laminar* menuju aliran *turbulent.*
SST *k*-ω Model	SST*k*-ω Model ini mampu secara akurat mampu meformulasikan daerah dekat dengan dinding pada fluida yang mengalir. SST *k*-ω Model ini lebih akurat dan dapat diandalkan untuk peristiwa-peristiwa seperti: aliran dengan *adverse pressure gradient*, *airfoils*, *transonic shock wave*, dan lain-lain dibanding standard *k*-ω Model.
Reynolds Stress Model (RSM)	Merupakan model turbulensi yang paling teliti dalam FLUENT. Model ini mendekati persamaan *Reynolds*-averagedNavier-Stokes dengan menyelesaikan persamaan *transport* untuk tegangan *Reynolds* dengan persamaan laju disipasi. Model ini menggunakan persamaan *transport* lebih banyak dibandingkan persamaan turbulent lainnya. Model ini juga dapat memberikan hasil perhitungan lebih akurat untuk aliran kompleks.

Large Eddy Simulation	*Large Eddy Simulation* merupakan pendekatan antara RANS dengan DNS. Model ini memerlukan uuran *mesh* yang lebih kecil dibandingkan kedua model persamaan. Selain itu mode LES juga memerlukan daya komputasi yang lebih besar dan tidak praktis untuk aplikasi teknis secara umum.

(Fluent, Inc. , 2006)

2.3.2 Model Turbulensi Dekat Dinding (*Near Wall Treatment*)

Pada simulasi FLUENT, juga terdapat fitur untuk meningkatkan komputasi didekat dinding yaitu dengan mengaktifkan mode *near wall treatment.* Adapun beberapa opsi yang dapat dipilih dapat dilihat pada Tabel 2.2 berikut:

Tabel 2. 2 Model turbulensi di dekat dinding

Model	Deskripsi
Standard Wall Function	Merupakan opsi *default* pada ANSYS FLUENT. Model ini dapat menyelesaikan berbagai kasus aliran yang dibatasi oleh dinding. Namun, model ini cenderung kurang reliabel jika situasi aliran berubah dari kondisi ideal yang diasumsikan dari perumusan rumus model ini
Non-Equilibrium Wall Function	Merupakan pemodelan yang memiliki kemampuan untuk memperhitungkan efek gradien tekanan, sehingga direkomendasikan untuk aliran kompleks yang banyak melibatkan separasi, *reattachment*, dan *impingement* di mana *mean flow* dan turbulensi mengalami gradien tekanan dan perubahan cepat. Dalam aliran seperti itu, perbaikan dapat diperoleh, terutama dalam prediksi *wall shear*(koefisien skin-friction) dan perpindahan panas (Nusselt atau Stanton)
Enhanced Wall Treatment	Merupakan metode pemodelan dekat-dinding yang menggabungkan model *two-layer* dengan fungsi dinding yang ditingkatkan. Jika *mesh* dekat dinding cukup baik untuk dapat menyelesaikan sublapisan *viscous* (biasanya dengan node dekat-dinding pertama ditempatkan pada $y^+=1$). Namun, pembatasan bahwa jarring dekat dekat-dinding harus cukup halus di mana saja dapat memaksakan persyaratan komputasi yang terlalu besar. Idealnya model ini diperutukkan bagi yang ingin menggunakan mesh yang tidak terlalu halus dekat dinding.
User-	Opsi udf *wall function* ini hanya tersedia pada model *k*-ε.

Defined Wall Function	Dengan memilih *User-Defined Wall Function* pada *Near Wall treatment* memungkinkan kita untuk mengaitkan *Law-of-the-wall* UDF

(Fluent, Inc. , 2006)

2.4 Reynold Number

Reynold number (Re) atau bilangan Reynold adalah suatu bilangan tanpa dimensi yang menganalisa gaya inersia Fluida. Jenis aliran Fluida dan gaya gesekan yang terjadi dengan permukaannya akan menentukan Bilangan Reynold. Aliran Fluida dapat dibagi dalam tiga kategori : Laminar, Transisi dan Turbulen. Untuk membedakan antara aliran laminar, transisi, dan turbulen maka digunakan bilangan tak berdimensi, yaitu bilangan Reynolds, yang merupakan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya viskos. Jadi, rumus bilangan reynold adalah

$$Re = \frac{\rho . u_m}{\mu} \tag{2.1}$$

dan

$$\dot{m} = \rho . u_m . A \tag{2.2}$$

persamaaan ... dan ...di subtitusi, maka menghasilkan persamaan sebagai berikut

$$Re = \frac{4.\dot{m}}{\pi . D . \mu} \tag{2.3}$$

di mana :

D = Diameter penampang saluran, m

ṁ = Laju massafluida,kg/s

μ = Viskositas, kg/s m

ρ = Massa Jenis Fluida, kg/m3

Ac = Luas penampang saluran, m2

u_m = Kecepatan aliran fluida, m/s

Pada aliran laminar molekul molekul fluida mengalir mengikuti garis-garis aliran secara teratur. Aliran turbulen terjadi saat molekulmolekul fluida mengalir secara acak tanpa mengikuti garis aliran. Aliran transisi adalah aliran yang berada diantara kondisi laminar dan turbulen, biasanya pada kondisi ini aliran berubah-ubah antara transien dan turbulen sebelum benar-benar memasuki daerah turbulen penuh. Nilai bilangan Reynolds yang kecil (< 2100) menunjukkan aliran bersifat laminar sedangkan nilai yang besar menunjukkan aliran turbulen(> 4000). Nilaibilangan Reynolds saat aliran menjadi turbulen disebut bilangan Reynolds kritis yangnilainya berbeda-beda tergantung bentuk geometrinya

2.5 Prandtl Number

Bilangan tak berdimensi selanjutnya adalah Bilangan Prandtl yang merupakan perbandingan antara ketebalan lapis batas kecepatan dengan ketebalan lapis batas termal.. Bilangan Prandtl (Pr) merupakan sifat-sifat fluida saja dan hubungan antara distribusi suhu dan distribusi kecepatan. Bila bilangan Prandtlnya lebih kecil dari satu, gradien suhu di dekat permukaan lebih landai daripada gradien kecepatan, dan bagi fluida yang bilangan Prandtlnya lebih besar daripada satu gradien suhunya lebih curam daripada gradien kecepatan. Bilangan Prandtl dinyatakan dengan persamaan

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\propto} = \frac{\mu\, Cp}{k} \tag{2.4}$$

di mana :

Cp = Kalor spesifik fluida pada tekanan tetap, J/kg K

k = Konduktivitas termal, Watt

μ = Viskositas, kg/s m

v = Viskositas kinematik, m 2 /s

α = Diffuvitas termal, m2 /s

Nilai bilangan Prandtl berkisar pada nilai 0.01 untuk logam cair, 1 untuk gas, 10 untuk air, dan 10000 untuk minyak berat. Difusivitas kalor akan

berlangsung dengan cepat pada logam cair (Pr << 1) dan berlangsung lambat pada minyak (Pr >>1). Pada umumnya nilai bilangan Prandtl ditentukan menggunakan tabel sifat zat.

Tabel 2. 3 *Rentang Nilai Bilangan Prandtl Untuk Fluida Cairan P*

Cairan	**Pr**
Logam cair	0,004 – 0,03
Gas	0,7 – 1,0
Air	1,7 – 13,7
Cairan Organik Ringan	5 – 50
Minyak	50 -100000
Gliserin	2000 -100000

2.6 Nusselt Number

Perpindahan kalor yang terjadi pada suatu lapisan fluida terjadi melalui proseskonduksi dan konveksi. Bilangan Nusselt menyatakan perbandingan antara perpindahan kalor konveksi pada suatu lapisan fluida dibandingkan dengan perpindahan kalor konduksi pada lapisan fluida tersebut. Dapat di tulis dengan persamaan

$$Nu_D = \frac{h.L}{k} \tag{2.5}$$

$$Nu_D = 0{,}023\ R_{ed}^{0,8} P_r^n \tag{2.6}$$

di mana :

h = Koefisien perpindahan panas konveksi, W/m2 k

L = Panjang karakteristik, m

k = Konduktivitas bahan, W/m K

n = 0,5 for heating (Ts > Tm), 0,3 for cooling (Ts < Tm)

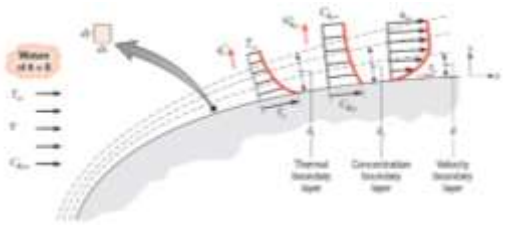
Semakin besar nilai bilangan Nusselt maka konveksi yang terjadi semakin efektif. Bilangan Nusselt yang bernilai 1 menunjukkan bahwa perpindahan kalor yang terjadi pada lapisan fluida tersebut hanya melalui konduksi.

2.7 Perpindahan Panas Konveksi Aliran Eksternal Melintasi *Tube*

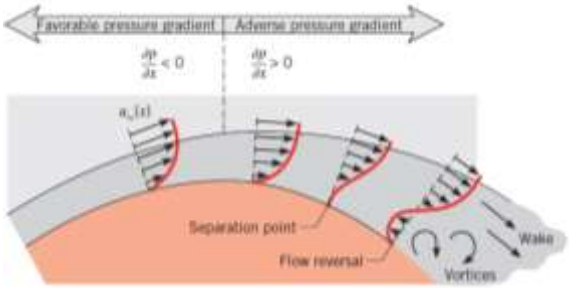
Konveksi aliran eksternal yang terjadi pada silinder tunggal dipengaruhi oleh kondisi *boundary layer* baik kecepatan, termal, dan konsentrasi pada permukaan. Fenomena *boundary layer* yang terjadi pada permukaan benda dapat dilihat pada Gambar 2.12. Jika kita melihat *boundary layer* kecepatan yang melintasi *tube* secara lebih dekat, maka kita dapat melihat adanya perubahan kecepatan lokal fluida seperti Gambar 2.13. Aliran fluida dimulai dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan $u_\infty = 0$, fluida akan mengalami percepatan saat memasuki daerah *favorable pressure gradient* hingga mencapai kecepatan maksimum. Selanjutnya fluida akan memasuki daerah *adverse pressure gradient* dan mengalami perlambatan. Ketika gradien kecepatan permukaan menjadi nol akibat perlambatan maka akan terjadi separasi, titik ini disebut titik separasi seperti ditunjukkan pada Gambar 2.13. Fluida didekat permukaan akan kekurangan momentum untuk melawan gaya gesek yag terjadi sehingga fluida tidak dapat bergerak maju dan menyebabkan timbulnya daerah *wake*(Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

Boundary layer dan titik separasi terbentuk bergantung pada bilangan *Reynolds*. Untuk silinder sirkular, bilangan *Reynolds* dirumuskan dengan persamaan:

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{v} \tag{2.7}$$

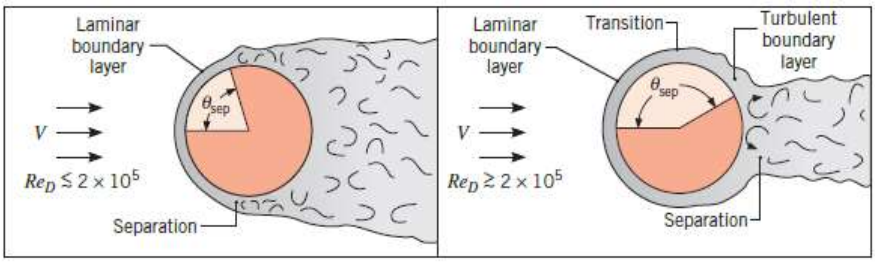


Gambar2. 12 Boundary layer kecepatan, termal, dan konsentrasi pada permukaan benda (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011; data diperoleh dari Fluent, Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt.,2011)



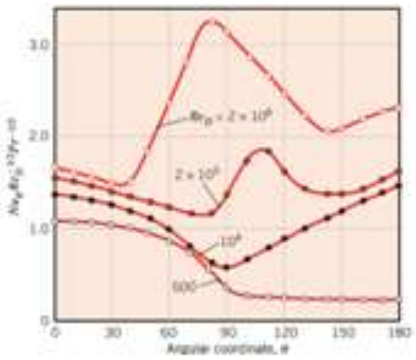
Gambar2. 13 Profil kecepatan dengan separasi pada silinder (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011; data diperoleh dari Fluent, Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt.,2011)

Oleh karena momentum fluida pada *boundary layer* turbulen lebih besar dibandingkan *boundary layer* laminar maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi. Pada $Re_D \leq 2 \times 10^5$, *boundary layer* yang terbentuk tetap laminar dan separasi terjadi pada $\theta \approx 80^o$(Gambar 2.14(a)), akan tetapi ketika $Re_D \geq 2 \times 10^5$ maka sudah terbentuk *boundary layer* turbulen dan separasi tertunda hingga $\theta \approx 140^o$(Gambar 2.12 (b)). Dua jenis *boundary later* ini akan memberi pengaruh konveksi yang berbeda (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).



Gambar2. 14 Pengaruh turbulensi terhadap separasi (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011; data diperoleh dari Fluent, Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt.,2011)

Fenomena konveksi di sekitar *tube* dipengaruhi oleh bilangan *Nusselt* lokal. Salah satu eksperimen yang dilkukan oleh Zukauskas menunjukan hasil variasi nilai bilangan *Nusselt* terhadap sudut penampang silinder pada bilangan *Reynolds* yang berbeda-bedagrafik bilangan *Nusselt* terhadap sudut penampang silinder dapat dilihat pada Gambar 2.15 (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).



Gambar2. 15 Bilangan Nusselt lokal untuk aliran udara pada silinder tunggal (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011; data diperoleh dari Fluent, Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt.,2011)

Hilpert membentuk suatu persamaan empiris untuk menghitung *overall average Nusselt number* untuk bilangan Prandtl lebih dari 0.7 sebagai berikut:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C{Re_D}^m Pr^{1/3} \quad (2.8)$$

Dimana nilai C dan m dapat ditentukan berdasarkan bilangan *Reynolds* dan menggunakan Tabel 2.3 di bawah ini:

Tabel 2. 4 *Nilai C dan m pada bilangan Reynolds tertentu*

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
40000 – 400000	0.027	0.805

(Sumeber : Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

2.8 Koefisien Konveksi Aliran Internal di dalam *CircularTube*

Aliran internal di dalam *circular tube* dapat terjadi dalam kondisi aliran: laminar, turbulen, maupun transisi. Untuk mengetahui kondisi aliran didalam *circular tube*, maka besaran bilangan *Reynolds* didalam *tube* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{v} \quad (2.9)$$

Masa transisi aliran di dalam *tube* terjadi pada saat bilangan *Reynolds*:

$$Re_{D,c} \approx 2300 \quad (2.10$$

Untuk aliran turbulen didalam *smooth circular tube*, maka dapat digunakan persamaan Dittus Boelter:

$$Nu_D = 0.0243 {Re_D}^{4/5} Pr^{0.4} \ (Heating) \quad (2.11)$$

$$Nu_D = 0.0265 {Re_D}^{4/5} Pr^{0.3} \ (Cooling) \quad (2.12)$$

Syarat:

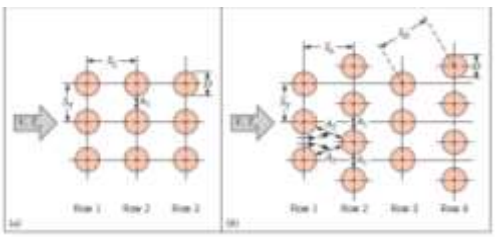
$$\begin{bmatrix} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{bmatrix}$$

Setelah nilai *Nusselt* didapatkan, maka nilai koefisien konveksi dalam aliran didalam *tube* dapat didapatkan dengan menggunakan persamaan (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011):

$$Nu_D = \frac{h_i \ D}{k} \quad (2.13)$$

2.9 Aliran Fluida Melewati *Tube Bank*

Tube bank merupakan kumpulan *tube* dalam sebuah alat penukar panas yang berperan penting dalam menentukan koefisien perpindahan panas alat penukar panas. *Tube bank* memiliki dua jenis susunan *tube*, yaitu susunan secara *aligned* dan *staggered* seperti pada Gambar 2.16. Konfigurasi dari susunan *tube* ini dipengaruhi oleh parameter seperti diameter *tube* (D), *transverse pitch* (S_T), dan *longitudinal pitch* (S_L) yang diukur dari titik pusat *tube*. Kondisi aliran pada susunan *tube* didominasi oleh efek separasi *boundary layer* dan interaksi *wake* yang akan mempengaruhi konveksi perpindahan panas.



Gambar2. 16 Susunan tube bank. (a) Algined, (b) Staggered (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011; data diperoleh dari Fluent, Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt.,2011)

Aliran fluida serta koefisien perpindahan panas yang melawati baris pertama dari *tube* serupa dengan aliran fluida yang melewati silinder tunggal. Aliran fluida yang melewati *tube* baris pertama akan memengaruhi *tube* baris berikutnya. Koefisien konveksi akan cenderung meningkat hingga baris kelima, setelah itu hanya sedikit perubahan pada kondisi aliran fluida danjuga koefisien konveksi. Untuk S_L besar, pengaruh dari baris atas(relatif terhadap arah aliran fluida) berkurang, dan laju perpindahan panas dari baris bawah tidak meningkat. Oleh karena itu, susunan *tube aligned* dengan $S_T/S_L < 0.7$ tidak diinginkan. Berdasarkan persamaan Zukauskas, maka koefisien perpindahan panas rata-rata dari seluruh *tube bank* dapat ditemukan dengan persamaan:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \tag{2.14}$$

Syarat:

$$\begin{bmatrix} N_L \geq 20 \\ 0.7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D,max}^m \leq 2 \times 10^6 \end{bmatrix}$$

Tabel 2. 5 Nilai C_1 dan m untuk masing-masing nilai $Re_{D,max}$

Konfigurasi	$Re_{D,max}^m$	C_1	m
Aligned	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2 - 10^3$	*Approximate as a single (isolated) cylinder*	
Staggered	$10^2 - 10^3$		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.6
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.4	0.6
Aligned	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

(Sumeber : Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

Untuk mencari bilangan *Reynolds* maksimum dari *tube bank*, maka dapat digunakan persamaan bilangan *Reynolds*:

$$Re_{D,max}^{m} = \rho V_{max} D/\mu \tag{2.15}$$

V_{max} untuk *tube bank* dengan susunan *aligned* dapat ditemukan dengan persamaan:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \tag{2.16}$$

Sementara pada susunan *staggered*, V_{max} dapat terjadi pada *transverse plane*(A_1) atau *diagonal plane*(A_2). V_{max} akan terjadi di A_2 apabila:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \tag{2.17}$$

Sehingga V_{max} dapat dihitung dengan persamaan:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \tag{2.18}$$

Jika V_{max} susunan *staggered* terjadi pada A_1 maka dapat digunakan persamaan 2.10

Karena fluida memiliki potensi perubahan temperatur yang tinggi, maka perpindahan panas akan lebih dari yang diprediksi dengan menggunakan persamaan $\Delta T = T_s - T_\infty$. Lebih tepat menggunakan persamaan *log-mean temperature difference* untuk menyelesaikan permasalahan *tube bank*.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \tag{2.19}$$

Temperatur *outlet* (T_o) yang dibutuhkan dapat diestimasi dengan persamaan berikut:

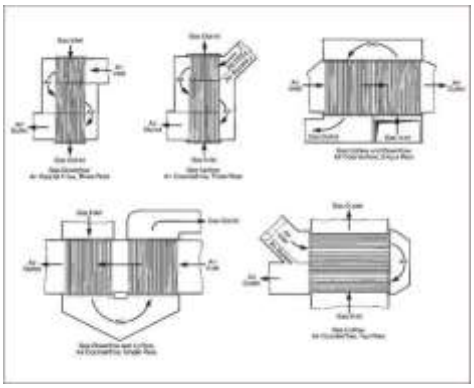
$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = exp\left(-\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \tag{2.20}$$

Dengan N sebagai jumlah total dari *tube* didalam *bank* dan N_T merupakan jumlah *tube* masing-masing baris. Setelah ΔT_{lm} diketahui, maka laju perpindahan panas per satuan panjang dari *tube* dapat dihitung (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011):

$$q' = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lm}) \tag{2.21}$$

2.10 Tubular Air Preheater

Air preheater adalah suatu alat penukar panas yang berfungsi untuk memanaskan *primary* maupun *secondary air* sehingga dapat terjadi pembakaran optimal di dalam *boiler*. *Primary* dan *secondary air* akan dipanaskan oleh *flue gas* yang mengalir didalam *boiler*. Terdapat dua jenis *air preheater* yang banyak digunakan: *tubular air preheater* dan *regenerative air preheater*.Dalam *tubular air preheater*, *primary* maupun *secondary air* mengalir didalam *tube* sementara *flue gas* mengalir di luar *tube*. Macam-macam variasi pengaturan *tubular air preheater* dapat dilihat pada Gambar 2.17 (Asia-Pasific Economic Cooperation, 2005):



Gambar2. 17 **.**Macam-macam variasi pengaturan tubular air preheater (Iswahyudi, 2015) Iswahyudi, 2015; data didapatkan dari Iswahyudi, 2015)

2.11 Flue Gas

Flue gas merupakan gas emisi hasil pembakaran antara bahan bakar(batu bara, minyak, *natural gas*) dengan udara lingkungan sebagai oksidan. Karena udara lingkungan mengandung ±79% volum gas nitrogen(N_2), yang mana tidak mudah terbakar, maka sebagian besar *flue gas* terdiri dari nitrogen yang tidak terbakar. Selanjutnya komposisi terbesar adalah karbon dioksida(CO_2) berkisar ±10-15%, dan diikuti uap air(H_2O) hasil pembakaran hidrogen dari bahan bakar dengan oksigen didalam udara sekitar. Selain komposisi kimia di atas, juga sering ditemui polutan didalam *flue gas* seperti: nitrogen oksida(NOx), sulfur dioksida(SO_2), dan lain-lain.

Nitrogen oksida (Nox) merupakan senyawa yang memicu terjadinya korosi, sehingga dalam pembakaran diperhitungkan agar kandungan nitrogen

oksida yang dihasilkan seminimal mungkin sedangkan sulfur oksida merupakan senyawa hasil pembakaran yang sangat berbahaya bagi lingkungan sekitar. Bahaya paling utama dari gas ini adalah potensinya dalam membuat hujan asam, sehingga pada setiap peralatan pembakaran selalu dilengkapi dengan sistem penetralisir limbah gas dengan tujuan agar gas hasil pembakaran yang dilepas ke udara tidak mencemari atau berdapat serius terhadap lingkungan .Setiap jenis bahan bakar memiliki karakteristik yang berbeda dan menghasilkan sifat-sifat *flue gas* yang berbeda pula seperti pada Tabel 2.5 (Beychok, 2012)

Tabel 2. 6 Properties *fuel* dan *flue gas* berdasarkan jenisnya

EXHAUST FLUE GAS GENERATED BY COMBUSTION OF FOSSIL FUELS
(In SI metric units and in U.S. customary units)

Combustion Data	Fuel Gas	Fuel Oil	Coal
Fuel properties:			
Gross caloric value, MJ / Nm³ [see (1) below]	43.01		
Gross heating value, Btu / scf [see (2) below]	1,093		
Gross caloric value, MJ / kg		43.50	
Gross heating value, Btu / gallon		150,000	
Gross caloric value, MJ / kg			25.92
Gross heating value, Btu / pound			11,150
Molecular weight	18		
Specific gravity		0.9626	
Gravity, °API		15.5	
Carbon / hydrogen ratio by weight		8.1	
weight % carbon			61.2
weight % hydrogen			4.3
weight % oxygen			7.4
weight % sulfur			3.9
weight % nitrogen			1.2
weight % ash			12.0
weight % moisture			10.0
Combustion air:			
Excess combustion air %	12	15	20
Wet exhaust flue gas:			
Amount of wet exhaust gas, Nm³/ GJ of fuel	294.8	303.1	323.1
Amount of wet exhaust gas, scf / 10^6 Btu of fuel	11,600	11,930	12,714
CO_2 in wet exhaust gas, volume %	8.8	12.4	13.7
O_2 in wet exhaust gas, volume %	2.0	2.6	3.4
Molecular weight of wet exhaust gas	27.7	29.0	29.5
Dry exhaust flue gas:			
Amount of dry exhaust gas, Nm³/GJ of fuel	241.6	269.3	293.6
Amount of dry exhaust gas, scf / 10^6 Btu of fuel	9,510	10,600	11,554
CO_2 in dry exhaust gas, volume %	10.8	14.0	15.0
O_2 in dry exhaust gas, volume %	2.5	2.9	3.7
Molecular weight of dry exhaust gas	29.9	30.4	30.7
CO_2 emissions, Nm³/GJ of fuel	26	38	44
CO_2 emissions, scf / 10^6 Btu of fuel	1,027	1,484	1,733

(1) Normal cubic metres (Nm³) are at 0 °C and an absolute pressure of 101.325 kPa.
(2) Standard cubic feet (scf) are at 60 °F and an absolute pressure of 14.696 psi.

2.12 Moist Air

Moist air adalah udara campuran antara *dry air* dengan uap air.Dalam mengamati properties dari *dry air* maupun uap air, digunakan pendekatan Dalton

model. Pada pendekatan Dalton model, diasumsikan bahwa setiap komponen *mixture* dianggap sebagai *ideal gas* dimana memiliki temperatur dan *volume mixture* yang sama dengan sistem. Untuk tekanan dari *mixture*, digunakan tekanan parsial dimana tekanan dari sistem merupakan penjumlahan dari tekanan masing-masing komponen (Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey, 2011).

$$p_i = y_i p$$

$$p = \sum_{i=1}^{j} p_i \tag{2.22}$$

Dimana komposisi antara uap air dengan *dry air* dapat dijelaskan dengan *humidity ratio*, ω.

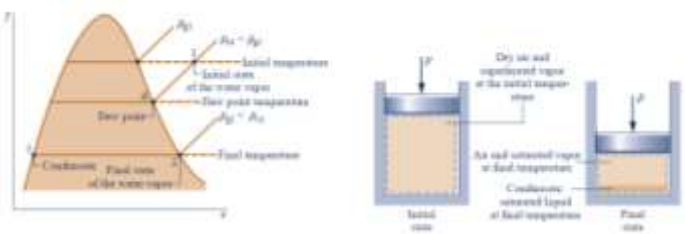
$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{2.23}$$

Dan *relative humidity* dari *moist air* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\phi = \frac{p_v}{p_g}\Big)_{T,p} \tag{2.24}$$

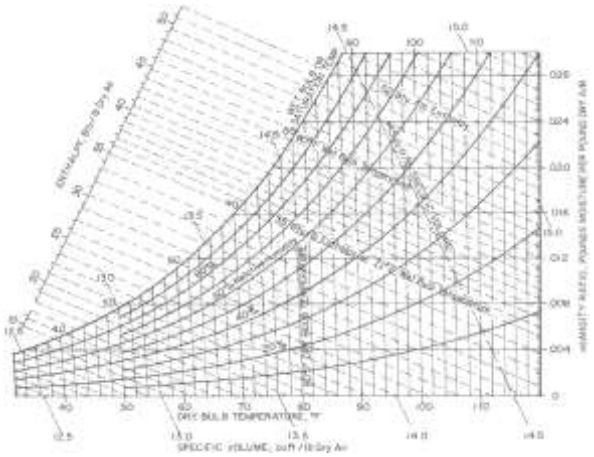
2.13 Dew Point Temperature of Moist Air

Aspek yang cukup penting dalam *moist air* adalah kondensasi parsial yang terjadi akibat temperatur uap air turun hingga melewati temperatur saturasi. Untuk memahami peristiwa kondensasi uap air dalam *moist air*, dapat dilihat pada Gambar 2.18. Pada awal mula peristiwa pendinginan, baik tekanan sistem maupun komposisi *moist air* konstan. Karena $p_v = y_v p$, *partial pressure* dari uap air konstan, dan uap air mengalami pendinginan konstan pada tekanan p_v dari titik 1 menuju titik d, yang disebut *dew point*. Temperatur saturasi dari tekanan p_v disebut *dew point temperature*. Setelah melewati titik temperatur *dew point*, maka uap air akan terkondensasi.



Gambar2. 18 Peristiwa pendinginan moist air pada tekanan sistem konstan (data didapat dari Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey.,2011)

Setelah mendapatkan tekanan parsial dari *vapor* didalam *moist air*, maka *dew point temperature* dapat dicari dengan menggunakan tabel *saturated water*. Selain itu, *dew point temperature* dapat juga dicari dengan menggunakan *psychometric chart* seperti pada Gambar 2.19 (Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey, 2011).



Gambar2. 19 Psychrometric Chart (Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey, 2011; data didapat dari Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey.,2011)

2.14 Acid Dew Point Temperature

Seringkali komposisi senyawa di dalam *moist air* bereaksi dan membentuk *gaseous acid*, salah satunya terjadi didalam *flue gas*. *Gaseous acid* ini dapat terkondensasi menjadi *liquid acid* setelah melewati *acid dew pointnya*. Akibat adanya *gas acid* ini, *acid dew point* dari kebanyakan *flue gas* memiliki temperatur *dew point* lebih tinggi dibandingkan uap air didalam *flue gas*. Sebagai contoh, *flue gas* dengan komposisi senyawa 12% volume air tanpa adanya *gaseous acid* memiliki *water dew point* ±49.4°C. Pada *flue gas* yang sama dengan penjumlahan 4ppmv(0.0004% volume) dari SO_3 akan memiliki temperatur *dew point sulfuric acid* hingga ±130.5°C (McKetta, 1997). Berikut ini 4 *acid* yang sering dijumpai pada *flue gas* hasil pembakaran beserta formula untuk menemukan temperatur *dew point*nya:

Sulfuric Acid (H_2SO_4) *dew point*:

$$\frac{1000}{T} = 1.7842 - 0.0269\log_{10}\left(P_{H_20}\right) - 0.1029\log_{10}\left(P_{SO_3}\right) + 0.0329\log_{10}\left(P_{H_20}\right)\log_{10}\left(P_{SO_3}\right) \quad (2.25)$$

Sulfurous Acid (H_2SO_3) *dew point*: (2.26)

$$\frac{1000}{T} = 3.9526 - 0.1863\ln(P_{H_2O}) - 0.000867\ln(P_{SO_2}) + 0.000913\ln(P_{H_2O})\ln(P_{SO_2})$$

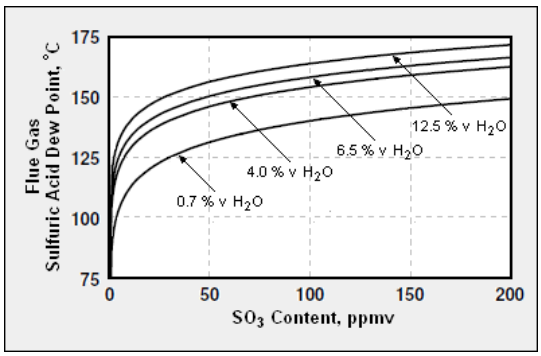
Hydrochloric Acid (HCl) *dew point*: (2.27)

$$\frac{1000}{T} = 3.7368 - 0.1591\ln(P_{H_2O}) - 0.0326\ln(P_{HCl}) + 0.00269\ln(P_{H_2O})\ln(P_{HCl})$$

Nitric Acid (HNO_3) *dew point*: (2.28)

$$\frac{1000}{T} = 3.6614 - 0.1446\ln(P_{H_2O}) - 0.0827\ln(P_{HNO_3}) + 0.00756\ln(P_{H_2O})\ln(P_{HNO_3})$$

Dimana T merupakan temperatur *dew point acid*, dan P adalah tekanan parsial dari komposisi senyawa tersebut (Lewandowski, 2000). Selain dengan menggunakan persamaan diatas, temperatur terjadinya *acid dew point* temperatur dapat dicari dengan menggunakan grafik pada Gambar 2.20 maupun dengan menggunakan Tabel 2.4 dengan kandungan SO_3 serta kandungan uap air tertentu.



Gambar2. 20 Sulfuric acid dew point (Lewandowski, 2000; data didapat dari Lewandowsk.,, 2000)

Tabel 2. 7 *Temperatur* sulfuric acid dew point *terhadap konten* SO_3 *dan* moisture air

SO_3 in gas (Volume ppm)	Moisture in gas (vol%)											
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
0.0	33	46	53	60	66	69	74	76	79	81	84	87
0.1	87	95	100	103	106	108	111	112	114	115	117	118
1	106	114	119	122	125	127	129	130	132	133	134	135
2	113	120	125	128	131	133	134	136	137	139	140	141
3	117	124	128	132	134	136	138	139	141	142	143	144
4	119	127	131	134	137	139	140	142	143	145	146	147
5	122	129	133	136	139	141	142	144	145	146	148	149
6	123	131	135	138	140	142	144	146	147	148	149	150
7	125	132	136	139	142	144	145	147	148	149	150	151
8	126	133	138	141	143	145	147	148	149	151	152	153

(Sumber : *Nippon Steel & Sumitomo Metal, 2018)*

2.15 Korosi

Korosi merupakan fenomena alamiah, yang tidak dapat dihentikan seluruhnya. Selama manusia masih menggunakan logam sebagai bahan suatu komponen, selama itu pula korosi akan terus terjadi dan dipelajari. Berbagai cara dan usaha telah dilakukan untuk menanggulangi atau mengurangi laju korosi yang terjadi. Pengertian korosi menurut National Association of corrosion Engineering (NACE) adalah perusakan logam karena interaksi dengan lingkungannya. Karena adanya interaksi tersebut maka akan terjadi reaksi kimia ataupun elektrokimia yang menghasilkan produk hasil korosi.

Korosi dipengaruhi oleh tiga aspek, yaitu: reaksi, material dan lingkungan. Tiap-tiap aspek korosif tersebut memilik peranan dan karakter tersendiri dalam mempengaruhi proses korosi.

Aspek Material

Aspek material adalah semua bagian, zat ataupun kondisi yang terkandung pada tiap jenis logam yang berpeluan untuk mendukung terjadinya korosi. Kondisi yang mendukung pada material ini bisa berupa banyak hal, bisa dilihat dari berbagai sudut pandang dan pendekatan ilmu pengetahuan: secara mekanik (adanya tegangan sisa), secara kimia (adanya perbedaan komposisi kimia penyusun struktur mikro) dan secara metalurgi (adanya butir kristal dan batas butir, oksida, presipitasi insur, paduan yang heterogen/multiphase).

Aspek Reaksi

Korosi merupakan suatu proses reaksi yang terjadi secara spontan, dimana setiap korosi merupakan proses yang khusus untuk setiap material dan

lingkunganya. Proses terjadinya korosi sebagai reaksi yang spontan dapat dipandang dari sisi thermodinamika maupun elektrokimia.

a. Thermodinamika Secara thermodinamika, tiap benda memilik tingkat energy bebas (G). ketika suatu unsur atau logam bereaksi kimia maka akan terjadi perubahan energy gibbs ΔG. Dari nilai ΔG suatu reaksi maka dapat diketahui kecenderungan suatu material untuk bereaksi secara spontan (terkorosi) atau tidak.

b. Elektrokimia Apabila dua lokasi (sites) terdapat beda potensial yang terhubung secara elektronik maupun elektrolit maka akan 15 terjadi reaksi spontan yang disebut korosi. Kecenderungan elektroda untuk melepas atau menerima elektron disebut potential redoks. Nilai E0 (Potential standart) berbagai elektroda diukur berdasarkan Elektroda Standart Hydrogen (SHE), yang pada umumnya ditabelkan dalam deret Electro Motive Force (EMF).

Aspek Lingkungan

Pengaruh lingkungan terhadap korosi menentukan jenis korosi yang terjadi. Interaksi antara material dengan tiap jenis lingkungan bisa menghasilkan bentuk korosi yang berbeda pula. Berikut adalah aspek korosi yang dapat mempengaruhi korosi :

1. Temperatur Pada korosi, faktor temperatur mempunyai pengaruh terhadap laju korosi. Bila material berada pada kondisi temperatur tinggi cenderung untuk mempercepat laju korosi. Hal ini dikarenakan pada temperatur tinggi material mempunyai afinitas besar.

2. Kelembaban Tingkat kelembaban yang cukup tinggi mempengaruhi korosi, karena dengan kelembaban tinggi akan cenderung membentuk titik air (dewpoint) pada logam yang berada pada lingkungan tersebut.

3. Polutan Keberadaan polutan mengandung debu dan partikel kimia tertentu yang menyebabkan korosi, dimana debu dan polutan lain akan menempel pada logam. Selain debu ada juga kandungan kimia seperti: Oksida metal, H2SO4, (NH4)2.SO4, NaCL dan garam-garam lain. Keberadaan kimia tersebut bila bertemu dengan air akan menyebabkan korosi.

4. Derajat keasaman (pH)

pH menyatakan tingkat keasaman suatu larutan tingkat pH suatu larutan akan menentukan tingkat korosi yang terjadi, biasanya dinyatakan dalam diagram

Pourbix. Diagram ini berisi EeqH dari logam dibandingkan dengan pH larutan sehingga melalu diagram ini dapat dilihat daerah korosi pasifasi dan imun.

5. Kandungan oksigen dan oxidizer Jumlah oksigen yang terlarut menentukan laju korosi yang terjadi. Pada lingkungan dimana larutan yang banyak mengandung oksigen semakin mempercepat laju korosi. Dengan semakin banyaknya kandungan oksigen berarti semakin besar potential oksidernya dan akan mempercepat korosi.

6. Konduktifitas Konduktifitas merupakan kemampuan untuk menghantarkan listrik atau electron. Umumnya, tiap larutan memiliki konduktifitas yang berbeda. Hal ini akan mempengaruh korisi yang terjadi, terutama pada korosi yang tercelup ataupun korosi galvanic.

7. Konsentrasi media korosif. Adanya konsentrasi media korosif akan mengakibatkan meningkatnya laju korosi. Namun, apabila konsentrasi media korosif sudah tinggi, maka akan menyebabkan penurunan laju korosi. Umumnya media korosif berupa asam, baik dalam bentuk sulfuric, acetic, maupun hydrofluoric. Media tersebut cenderung inert pada konsentrasi tinggi.

2.16 Mekanisme korosi pada tube air preheater

Flue gas sisa hasil pembakaran pada boiler mengandung unsur S, C, O_2, H_2, dan N_2. Ketika flue gas masuk kedalam air preheater maka akan terjadi penyerapan panas dari flue gas ke udara, sehingga temperatur flue gas akan mengalami penurunan.Pada kondisi temperatur tertentu akan terjadi reaksi antara S dengan O_2 yang menghasilkan senyawa SO_2, selanjutnya pada kondisi temperatur rendah (< 700°C) dan temperatur tinggi yang terkontrol oleh *oxygen partial pressure* akan terjadi proses oksidasi SO_2 menjadi SO_3 dengan temperatur efectifnya yaitu 570-640^{o}C. Pada sistem PLTU pembentukan SO_3 sangat kuat dipengaruhi *residence time* pada temperatur rendah dan *excess air* pada temperatur tinggi, dimana pada temperatur operasi < 300^{o}C proporsi SO_3 terhadap total *sulphur* adalah yang tertinggi. (chen, at al 2016).

$$S + O_2 = SO_2$$

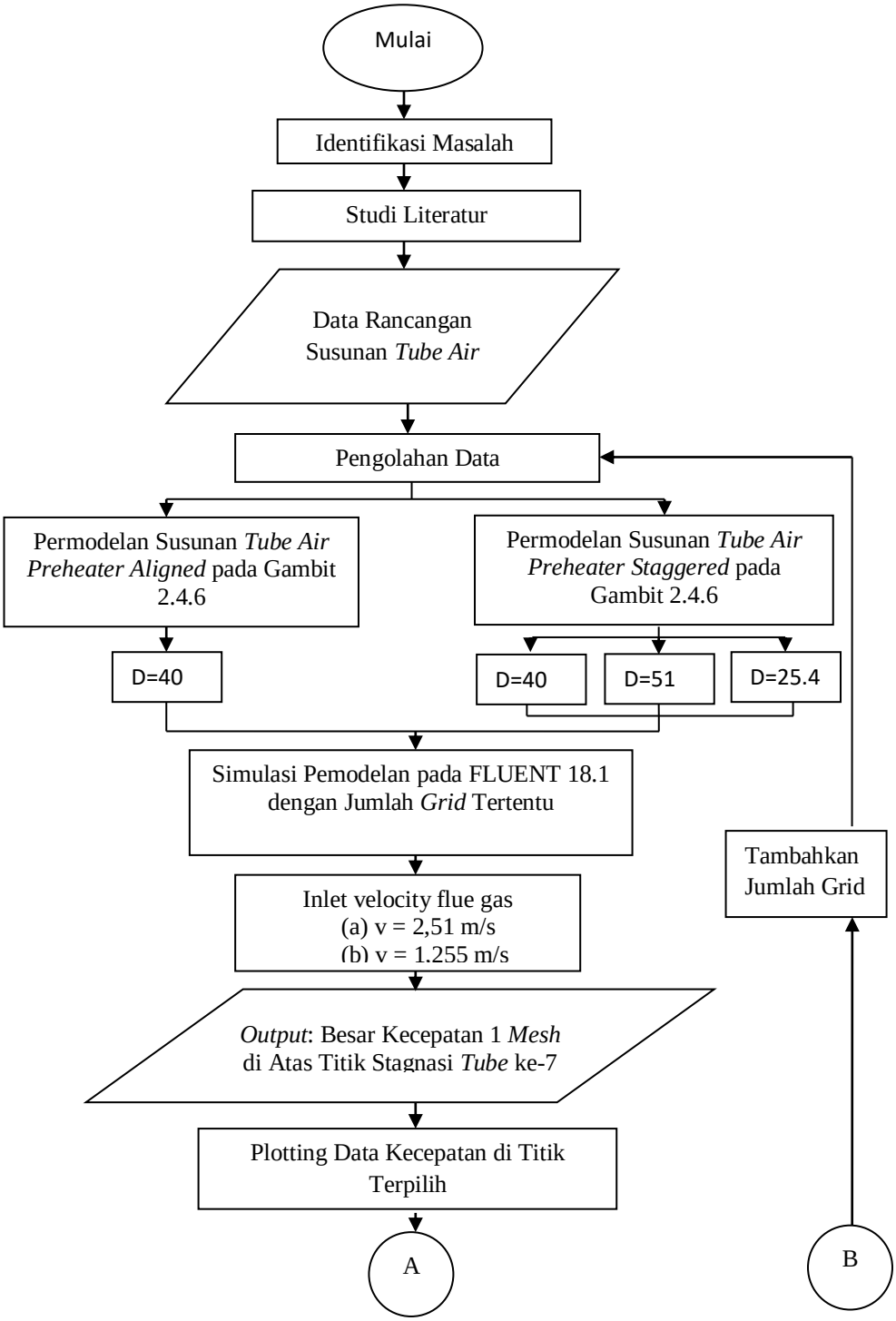
$$2SO_2 + O_2 = 2SO_3$$

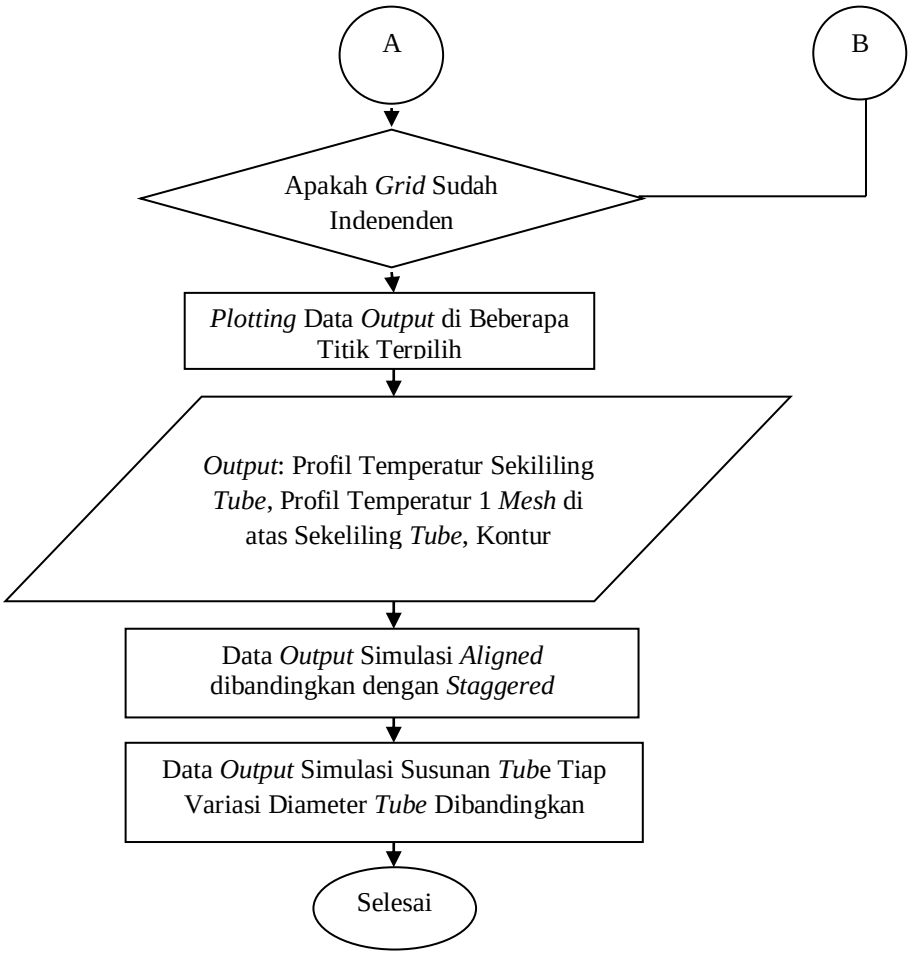
Konsentrasi SO_3 dan H_2O yang terbentuk di dlam flue gas pada saat proses pendinginan di dalam air preheater sangat mempengaruhi nilai sulfuric acid dew point temperatur dari flue gas. Semakin tinggi konsentrasi SO_3 dan H_2O di dalam flue gas maka semakin tinggi sulfuric acid dew point temperatur dari flue gas dan begitu juga sebaliknya. Pada temperatur operasi air preheater dibawah sulfuric acid dew point temperatur flue gas, maka senyawa SO_3 bereaksi dengan senyawa H_2O yang membetuk senyawa H_2SO_4 (moisture) yang bersifat korosif .Berg,BVD (2015). Senyawa H_2SO_4 dalam bentuk moisture akan mengalami pengendapan pada permukaan tube sehingga memicu terjadinya peristiwa korosi yang menyebabkan kegagalan pada tube air preheater.

$$H_2O + SO_3 = H_2SO_4$$

BAB III
METODELOGI PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian





3.2 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan analisa dan simulasi CFD mengenai pengaruh susunan *tube aligned* dan *staggered* dengan variasi diameter *tube* terhadap posisi terjadinya *sulfuric acid dew point*, terdapat beberapa tahap yang dilakukan:

1. Studi kasus

Studi kasus diambil dari peralatan air preheater yang terpasang pada *air heater* PLTU Amurang, dimana direncanakan modifikasi peralatan *air preheater* untuk meningkatkan performa unit pembangkit. Terdapat beberapa aspek yang perlu dipertimbangkan pada modifikasi tersebut sehingga dibutuhkan penelitian ini

2. Studi pustaka

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang berkaitan dengan *air preheater* khususnya model turbular, *flue gas*, *acid dew point temperature*, perpindahan panas konveksi aliran eksternal melalui *tube*, aliran fluida melalui

tube bank, dan simulasi konveksi serta metodologi yang digunakan, maka dilakukan studi pustaka untuk memperdalam pemahaman terkait permasalahan yang akan di bahas. Studi literatur diperoleh dari *e-book* dan jurnal yang berkaitan dengan topik permasalahan.

3. Perumusan Masalah

Pada tahap ini rumusan masalah akan menjadi penentu apa bahasan yang akan dilakukan dalam penelitian tersebut. Pertanyaan-pertanyaan yang diajukan dalam perumusan masalah, kemudian akan dijawab dalam proses penelitian dan tertuang secara sistematis dalam laporan penelitian. Perumusan masalah pada tugas akhir ini yaitu bagaimana pengaruh susunan (*tube aligned dan staggered)* dengan S_T= 65 mm dan S_L=60 mm dan diameter *tube* (D_1= 40 mm, D_2= 51 mm dan D_3= 25 mm) pada *air preheater* terhadap posisi terjadinya *sulfuric acid dew point* dan fenomena perpindahan panas

3. Pengumpulan dan pengolahan data aktual

Data aktual didapat dari *database* aktual PLTU Amurang berupa dimensi geometri dan *properties* material dinding dari *tube*, maupun *flue gas* yang mengalir sepanjang susunan tube *air preheater*. Data ini diperlukan sebagai data primer dan *input* untuk permodelan geometri dengan mengunakan sofware GAMBIT dan disimulasi dengan bantuan sofware ANSYS FLUENT 18.1

4. Pemodelan dan simulasi

Tahapan ini diawali dengan *pre-processing* yaitu dengan Pemodelan Geometri dan *Meshing* Susunan *Tube Aligned* dan *Staggered* dengan *Software* GAMBIT 2.4.6. Setelah domain dibuat, selanjutnya Selanjutnya dilakukan *grid independency test* untuk mendapatkan kerapatan *grid*(*mesh*) yang dibutuhkan untuk mencapai hasil yang akurat. Lalu di-*export* dan dilakukan *processing* berupa proses simulasi dari *domain* sistem yang telah dibuat dengan *sofware* FLUENT 18.1. Simulasi dilakukan dengan memodelkan secara 2 dimensi kondisi aktual sebagai validasi dan kondisi modifikasi dengan variasi susunan tube dan diameter tube air preheater. Pada akhir simulasi, dilakukan *postprocessing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa kontur temperatur, distribusi temperatur, kontur kecepatan dan Velocity pathline aliran flue gas.

5. Pengolahan dan analisa data hasil simulasi

Setelah proses simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data tersebut ditampilkan dalam bentuk data visual untuk dianalisa secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk tabel dan grafik sehingga dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut, dapat dibahas fenomena dan karakteristik perpindahan panas dan distribusi temperatur pada *air preheater* yang berkaitan dengan terjadinya *sulfuric aciddew point temperature* terhadap masing masing variasi yang disimulasikan

6. Penyusunan Laporan

Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian yang telah dibahas, kemudian disusun dalam bentuk laporan tesis yang sistematis.

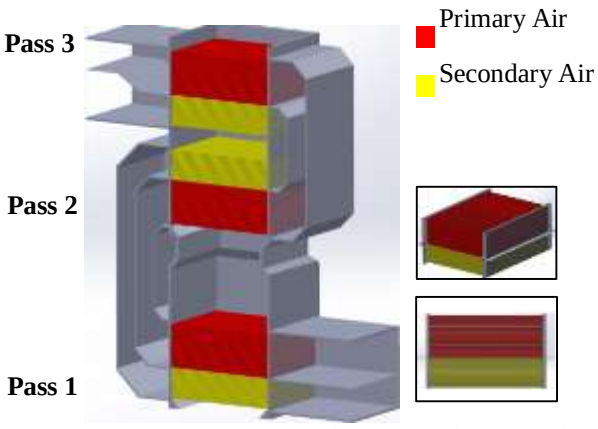
3.3 Data Penelitian

Pada penelitian ini, data-data yang digunakan adalah sebagai berikut:

Program yang digunakan : GAMBIT 2.4.6 dan FLUENT 18.1

Objek Peneltian :*Tube allignment (aligned* dan *staggered)* Pada *air preheater*

Data *Tube Air Preheater*:



Gambar 3. 1 Tampilan isometris susunan tube air preheater (data diperoleh dari pengamatan)

Pada Gambar diatas diperlihatkan tampilan isometris susunan tube *air preheater* yang terdiri dari 3 modul elevasi tube. Tiap modul memiliki 2 laluan dimana laluan warna merah merupakan Primary Air Heater yang tersusun dari 82 kolom (N_L) dan 23 baris (N_T) dengan jumlah tube 1886 buah dan laluan warna kuning merupakan *Secondary Air Heater* yang tersusun dari 82 kolom (N_L) dan

16 baris (N_T) dengan jumlah tube 1312 buah. Untuk lebih jelasnya maka dapat dilihat data *tube air preheater* pada Tabel 3.1

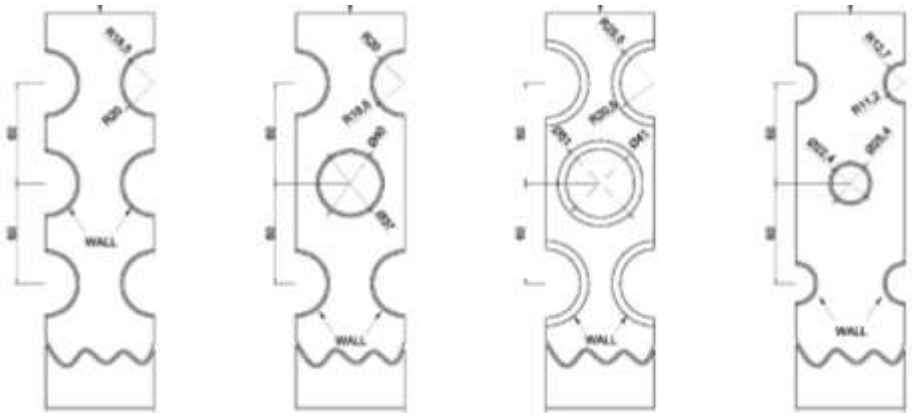
Tabel 3. 1 Susunan *tube air preheater*

Modul	Jumlah Tube	*Jumlah Kolom(NL)*	*Jumlah Baris (NT)*	*Panjang Tube (mm)*
Primary Air Heater	1886	82	23	3480
Secondary Air Heater	1312	82	16	3480

(Sumber : Hasil pengamatan)

Data Dimensi Susunan *Tube*:

Simulasi akan dilkakukan dengan variasi dimensi *tube* sesuai Gambar 3.2 dan Tabel 3.2, dimana akan dilakukan variasi hanya pada *pass* 1 saja.



Gambar 3.2 Tampilan potongan tube air preheater (a)Aligned(D=40 mm) (Existing) (b)Staggered(D=40 mm) (c)Staggered (D=51 mm) dan (d) Staggered (D=25,4 mm) (data didapat dari hasil pengamatan)

Tabel 3. 2 Data dimensi susunan *tube air preheater*

Parameter	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Unit
ID	37	37	41	22.4	mm
OD	40	40	51	25.4	mm
Jarak Transversal (S_T)	65	65	65	65	mm
Jarak Longitudinal (S_L)	60	60	60	60	mm

3.2.1 Data Sistem

Material *tube* yang digunakan pada existing adalah stainless steel 304 (SUS 304) dimana dalam simulasi juga digunakan material yang sama. Untuk lebih jelasnya data *properties wall tube* dapat dilihat pada tabel 3.3

Tabel 3. 3 Data *properties wall tube*

SUS 304	
K (W/mK)	43
Density (kg/m3)	7801
Cp (J/kgK)	473

(Sumber : Hasil pengamtana)

Pada simulasi ini, fluida *flue gas* yang mengalir diasumsikan sebagai *hot dry air* dengan *properties* pada Tabel 3.4

Tabel 3. 4 data properties flue gas

Flue Gas (*Hot Air*)		
T_b= 248.75^{o}C		
Density	0.656757	Kg/m3
Cp (*Spesific Heat*)	1042.54	j/kgK
Thermal Conductivity	0.04303	w/mK
Viscosity	2.92e-05	Kg/ms

(Sumber : Hasil pengamatan)

Perpindahan panas yang terjadi pada Fluida *Primary air* dan *secondary air* untuk diameter *tube* 40 mm, 51 .mm dan 25 mm adalah konveksi tetap. Nilai koefisien perpindahan panas pada setiap dimensi tube baik itu bapa primary air atau secondary air akan ber beda – beda itu tergantung dari nilai reynold number, nusselt number dan konduktivitas termal dari material yang digunakan. Perhitungan nilai koefisien konveksi dan temperatur dari *primary air heater* dan *secondary air heater* akan di tampilkan seperti tabel 3.5 dan 3.6 , dimana data – data perhitungan koefisien konveksi primary air heater dan secondary air heater didapatkan dari hasil studi kasus yang dilakukan di PLTU Amurang.

a. Perhitungan nilai koefisien konveksi *Primary Airheater*

Tabel 3. 5 Data konveksi *tube air preheater* diameter 40 mm

Aliran	Koefisien Konveksi (W/m^2K)	Temperatur (^oK)	Kondisi *Pass*
Primary Air	35.56		*Pass* 3
	35.56		*Pass* 2
	35.56		*Pass* 1
Secondary Air	29.16		*Pass* 3
	29.16		*Pass* 2
	29.16		*Pass* 1

(Sumber : Hasil perhitungan)

Tabel 3. 6 Data konveksi *tube air preheater* diameter 51 mm

Aliran	Koefisien Konveksi (W/m^2K)	Temperatur (^oK)	Kondisi *Pass*
Primary Air	33.6		*Pass* 3
	33.6		*Pass* 2
	33.6		*Pass* 1
Secondary Air	26.4		*Pass* 3
	26.4		*Pass* 2
	26.4		*Pass* 1

(Sumber : Hasil perhitungan)

Tabel 3. 7 Data konveksi *tube air preheater* diameter 25,4 mm

Aliran	Koefisien Konveksi (W/m^2K)	Temperatur (^oK)	Kondisi *Pass*
Primary Air	69.80		*Pass* 3
	69.80		*Pass* 2
	69.80		*Pass* 1
Secondary Air	59.46		*Pass* 3
	59.46		*Pass* 2
	59.46		*Pass* 1

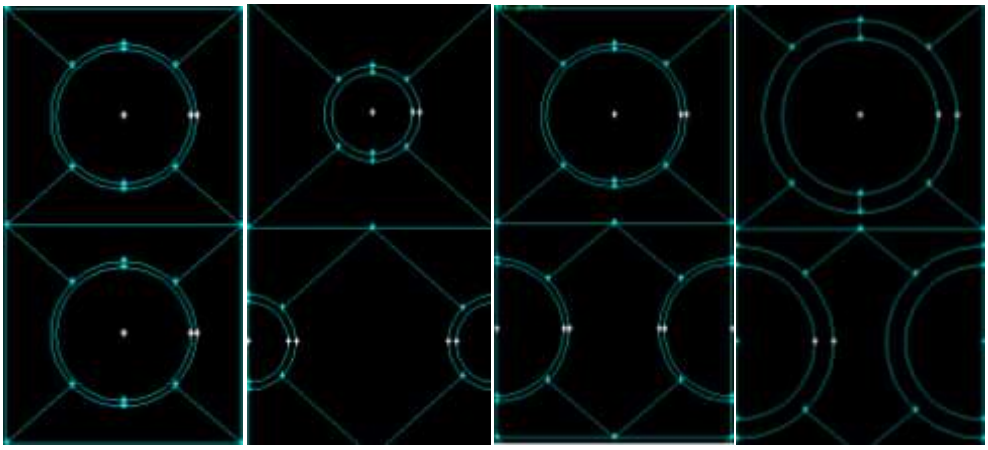
(Sumber : Hasil perhitungan)

3.3 Tahap *pre-processing*

Tahap *pre processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa pemodelan CFD. Tahap ini terdiri dari pembuatan geometri, *meshing*, dan penentuan kondisi batas menggunakan *software* Gambit 2.4.6. Tahapan dalam *pre-processing* antara lain sebagai berikut:

3.3.1 Domain pemodelan *air preheter*

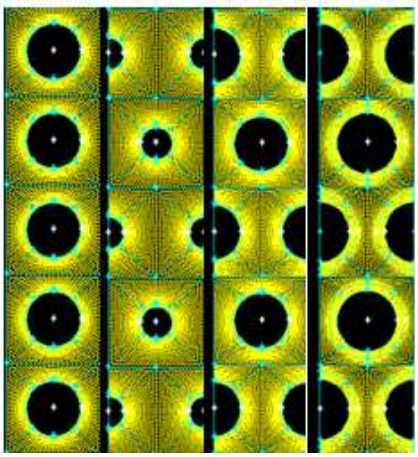
Dalam proses pre-processing dilakukan pemodelan *air preheater* pada Gambit 2.4.6. Adapun geometri disesuaikan berdasarkan gambar teknik yang telah di dapatkan di PLTU PT. PJB UP Amurang unit #2. Gambar 3.3 menunjukan geometri *Tube Air Preheater* yang akan disimulasikan



Gambar 3. 3 Geometri susunan tube air preheater(a)Aligned(D= 40 mm)(Existing) (b)Staggered(D= 40 mm) (c)Staggered(D=51 mm) (d)Staggered *(D= 25.4 mm) (data didapat dari hasil pengamatan, 2020)*

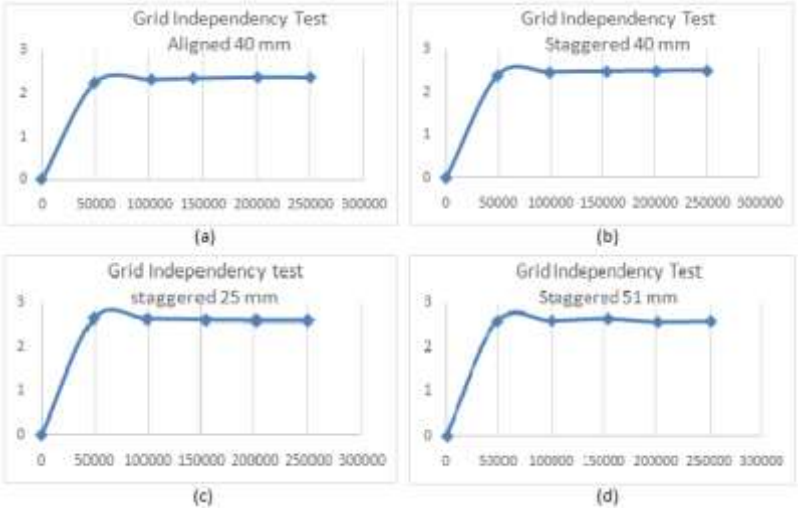
3.3.2 *Meshing* dan Kondisi Batas

Pembuatan *mesh* elemen hingga (*meshing*) adalah pembagian model solid menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen tersebut. Pembuatan *mesh* dilakukan dengan metode *bottom-up*, yaitu *mesh* dibuat dari *entity* geometri yang paling rendah, yaitu garis dan kemudian bidang. Gambar 3.4 merupakan domain yang telah di *mesh* pada *base line inlet header* disusun dengan menggunakan *mesh* face jenis *tri-pave* dan *quad-map* .



Gambar 3. 4 Hasil meshing susunan tube air preheater (a)Aligned(D= 40 mm) (Existing) (b)Staggered(D= 40 mm) (c)Staggered(D=51 mm) (d)Staggered(D= 25.4 mm) *(data diperoleh dari hasil pengamatan, 2020)*

Setelah proses *meshing* selesai maka dilakukan *grid independency test* dimana akan menguji pengaruh kerapatan *mesh* terhadap nilai *properties* fluida pada satu titik. *Grid independency test* seperti ditunjukan pada Gambar 3.4 dilakukan pada tingkat kerapatan *coarse* (0-50.000), *medium* (50.000-80.000), dan *fine mesh* (≥80.000) pada setiap model.

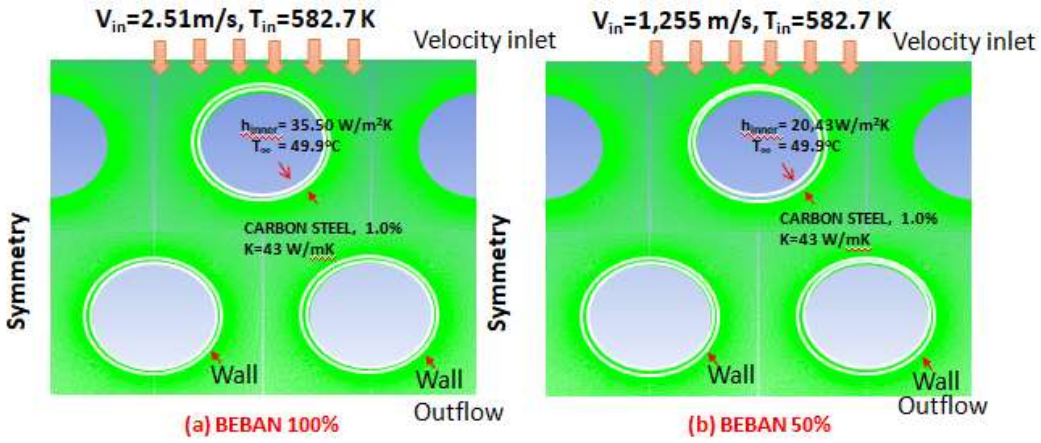


Gambar 3. 5 Grid independency dari kerapatan 50.000 mesh sampai 250.000 *(data diperoleh dari hasil pengamatan, 2020)*

Hasil yang didapatkan dari *grid independency* test pada 4 kasus (*aligned* 40 mm, *staggered* 40 mm, *staggered* 25 mm dan *staggered* 51 mm) yaitu dari kerapatan

100.000 hasil properties kecepatan yang diukur menunjukan perubahan nilai kecepatan flue gas yang tidak begitu besar (≤ 1%) jika dibandingkan dengan kerapatan 150.000, 200.000 dan 250.000 sehingga pada penelitian ini geometri air preheater menggunakan mesh dengan kerapatan 100.000

Kondisi batas atau *boundary condition* yang digunakan dapat dilihat pada gambar pada gambar 3.5 didefinisikan pada Gambit. Kondisi batas ini juga digunakan sebagai pembatas antara daerah yang dilalui *flue gas* dan *primary air*. Selanjutnya geometri di *export* dalam format .msh dan selanjutnya di lakukan *processing* pada *software* Fluent 18.1



Boundary Condition	In-line	Staggered R=25)	Staggered (R=40)	Staggered (R=51)	Unit
O.D. Tube / Thickness	40/1.5	25/1.5	40/1.5	51/5	mm
Koefisien konveksi inner tube SA (hi SA) Beban 100%	30,22	77,03	30,22	25,12	W/m²K
Koefisien konveksi inner tube PA (hi PA) Beban 100%	35,50	90,46	35,50	29,50	W/m²K
Koefisien konveksi inner tube SA (hi SA) Beban 50%	17.397	44.348	17.397	14.46	W/m²K
Koefisien konveksi inner tube PA (hi PA) Beban 50%	20.43	52.08	20.43	16.98	W/m²K
Kecepatan flue has ($V_{flue\ gas}$) Beban 100%	2.51	2.51	2.51	2.51	m/s
Kecepatan flue has ($V_{flue\ gas}$) Beban 50%	1,255	1,255	1,255	1,255	m/s
Suhu flue gas in Air Heater ($T_{in\ flue\ gas}$)	309.7	309.7	309.7	309.7	°C
Jarak transversal (ST)	65	65	65	65	mm
Jarak Longitudinal (SL)	60	60	60	60	mm

Gambar 3. 6 Boundary Condition pada simulasi air preheater *(data diperoleh dari hasil pengamatan, 2020)*

3.4 Tahpa *Processing*

Pemodelan Sistem pada FLUENT 18.0

Mengacu pada batasan masalah Bab I, maka simulasi ini dilakukan dengan asumsi-asumsi sebagai berikut:

1. Produk pembakaran diasumsikan sebagai udara kering dengan temperatur tertentu yang masuk melalui *inlet.*
2. *Flue gas* mengalir pada tekanan 1 atm.
3. Simulasi menggunakan susunan *tube* serta geometri *tube air preheater* seperti pada Gambar 3.2 dengan N_L, N_T, S_T, S_L konstan.
4. Simulasi dilakukan pada kondisi 2 Dimensi.
5. Simulasi dilakukan pada kolom *tube* dengan kecepatan maksimum (*tube* pada tengah *tube banks*).
6. Sistem berjalan dalam keadaan *steady state*.
7. Koefisien Konveksi didalam *tube primary air* dan *secondary air* konstan.
8. *Flue gas* memiliki *Sulfuric Acid Dew Point Temperature* 143^oC dengan kandungan uap air 40% dan SO_3 4.5 volume ppm pada flue gas (*wet basis*).
9. Tidak ada *fouling factor* pada aliran *flue gas* di dalam *air preheater.*
10. Aliran *flue gas* merupakan aliran *incompressible.*
11. Tidak ada energi bangkitan pada sistem.
12. Profil termperatur, vektor kecepatan dan perpindahan panas yang terjadi di dalam *air preheater* sama sepanjang sumbu z.
13. Fluida yang mengalir dipengaruhi oleh gravitasi dengan percepatan 9.8 m/s^2.

Processing merupakan langkah kedua dalam melakukan simulasi numerik dengan CFD. Dalam proses ini pemodelan dilakukan dengan menggunakan software *Fluent* 18.1 Tahap ini terdiri dari beberapa langkah yaitu sebagai berikut

3.4.1 Mengimpor dan Memeriksa *Mesh*

Mesh model yang telah dibuat di Gambit harus dibuka dahulu di Fluent agar dapat melakukan analisis sesuai yang diinginkan. Untuk membuka *mesh* model dilakukan melalui File => Read => Case. *File* yang dibuka adalah *file* dengan ekstensi *.msh. *mesh* model yang telah dibuka harus dicek terlebih dahulu. Pengecekan *mesh* dilakukan supaya ketika terjadi kesalahan tidak melanjutkan ke langkah selanjutnya. Proses pengecekan ini dilakukan dengan Grid => Check.

3.4.2 Konversi Satuan

Pada fluent, semua dimensi geometri dianggap dalam satuan meter. Satuan geometri pada Gambit dibuat dalam milimeter sehingga satuan harus diubah menjadi meter melalui Grid => Scale.

3.4.3 *Solver*

Mengacu pada batasan-batasan masalah yang ada serta asumsi-asumsi yang sudah dibuat, maka tipe-tipe *solver* yang digunakan adalah seperti pada Tabel 3.10 di bawah, dengan pengaturan sisanya diatur sebagai default:

Tabel 3. 8 Solver FLUENT 18.0

Type	*Pressure-Based*
Time	*Steady*
Velocity Formulation	*Absolute*
2D Space	*Planar*
Gravity (m/s^2)	*y = -9.8*

(Sumber : Hasil pengamatan)

3.4.4 *Models*

Mengacu pada data kasus yang ada serta jurnal-jurnal referensi, maka tipe-tipe *models* yang digunakan adalah seperti tabel di bawah, dengan pengaturansisanya diatur sebagai *default*. Untuk menyelesaikan perpindahan panas maka model energi perlu di aktifkan. Sementara untuk model turbulensi digunakan Realizable *k*-ε Model yang mengacu pada penelitian Yang Dapeng, Et al (2019) selain itu Realizable *k*-ε model juga memberikan kinerja terbaik dari semua versi model untuk beberapa validasi arus dan aliran separasi yang banyak terjadi di susunan *tube banks*. Untuk meningkatkan akurasi perhitungan di dekat dinding, maka dipilihi model turbulensi dekat dinding dengan *pressure gradient* dan *thermal effect*. Pengaturan yang diterapkan di dalam aplikasi FLUENT dapat dilihat pada Tabel 3.11 dibawah ini.

Tabel 3. 9 Model turbulensi FLUENT 18.0

Energy	*On*
Viscous	Realizable *k*-ε Model, Enhanced Wall Treatment (Pressure gradient, Thermal Effect)

(Sumber : Hasil Pengamatan)

3.4.5 *Boundary Conditions*

Berdasarkan data-data yang ada, dibuat model pada *software* seperti Gambar 3.3 dengan *boundary conditions* yang diatur seperti pada Tabel 3.9. Pada sisi *inlet air preheater*, data yang tersedia merupakan kecepatan aliran sehingga digunakan *velocity inlet*, dengan *temperature inlet* fluida 582.7^{o}K. Pada sisi *outlet*, digunakan *outflow* yang menandakan bahwa fluida *flue gas* bebas mengalir keluar tanpa batasan-batasan seperti tekanan, suhu, maupun *backflow.* Mengenai detail bagian geometri dengan *boundary condition*nya, dapat disimak pada Tabel 3.12 dibawah ini.

Tabel 3. 10 Boundary conditions FLUENT 18.0

Inlet	*Velocity-inlet*
Outlet	*Outflow*
Inner Tube Wall	*Wall, Convection*
Outer Tube Wall	*Wall, Coupled*

(Sumber : Hasil pengamatan)

3.4.6 *Solution Methods*

Mengacu pada jurnal-jurnal referensi yang memodelkan kasus yang memiliki kemiripan, *solution methods* yang cocok untuk digunakan dalam simulasi ini adalah seperti pada Tabel 3.13. Dengan memilih *solution methods* yang tepat, maka akurasi hasil simulasi akan meningkat. *Solution methods second order* akan mampu menambah akurasi iterasi walaupun memerlukan memori dan daya komputasi yang lebih besar dibandingkan *first order*.

Luaran dari pengaturan-pengaturan yang dilakukan pada simulasi ini merupakan kontur dari temperatur *flue gas* yang mengalir sepanjang susunan *tube*

air preheater, vektor kecepatan *flue gas* yang mengalir sepanjang susunan *tube air preheater*, dangrafik profil temperatur dari *flue gas* yang berada di sekitar *tube* pada setiap baris *air preheater* terhadap *sulfuric acid dew point temperature*. Grafik ini akan memperlihatkan hubungan antara susunan *tube* serta diameter *tube* terhadap fenomena perpindahan yang berpengaruh terhadap *sulfuric dew point temperature*.

Tabel 3. 11 Solution methodsFLUENT 18.0

Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Gradient	*Least Squares Cell Based*
Pressure	*Second Order*
Momentum	*Second Order Upwind*
Turbulent Kinetic Energy	*Second Order Upwind*
Turbulent Dissipation Rate	*Second Order Upwind*
Energy	*Second Order Upwind*

(Sumber : Hasil pengamatan)

3.5 Variasi yang Dilakukan

Pada penelitian ini, untuk mengetahui pengaruh variasi susunan *tube* dan diameter *tube* pada *air preheater* terhadap profil temperatur dan *sulfuric acid dew point temperature*, dilakukan variasi susunan *tube aligned*dan *staggered* serta variasi diameter 40 mm, 51 mm dan 25,4 mm seperti dijelaskan pada Tabel 3.14 Simulasi dilakukan dengan menjalankan geometri dan *meshing* yang telah dibentuk dan mencapai *grid independence* dalam *software* FLUENT 18.0 berdasarkan kondisi operasi dan mengulanginya dengan menggunakan variasi susunan *tube* serta diameter *tube* yang ditetapkan. Temperatur *inlet flue gas* dijaga tetap pada 582.7^{o}K .

Tabel 3. 12 Variasi simulasi penelitian susunan aligned dan staggered

Variasi	OD Tube 1	OD Tube 2	OD Tube 3
Aligned	40 mm	-	-
Staggered	40 mm	-	-

(Sumber: Hasil pengamatan)

Tabel 3. 13 variasi simulasi penelitian variasi pembebanan

Variasi	Susunan Tube	OD Tube 1	OD Tube 2
V_{in} = 2,51 m/s	Aligned	40 mm	-
V_{in} = 1,255 m/s	Aligned	40 mm	-

(Sumber: Hasil pengamatan)

Tabel 3. 14 variasi simulasi penelitian susunan staggered

Variasi	OD Tube 1	OD Tube 2	OD Tube 3
V_{in} = 2,51 m/s	25 mm	40 mm	51 mm
V_{in} = 1,255 m/s	25 mm	40 mm	51 mm

Luaran dari variasi yang dilakukan adalah kontur temperatur,kecepatan, pathline dan grafik profil temperatur perbandingan dari tiap variasi susunan *tube air preheater*. Pada grafik ini terdapat profil temperatur disekeliling tube, profil temperatur *flue gas* 1 *mesh* disekeliling tub dan grafik perbandingan ,nilai h_i, h_o dan $\bar{U}$ pada masing-masing *case*. Luaran ini akan ditinjau berdasarkan fenomena perpindahan panas yang terjadi dan hubungannya terhdap *sulfuric acid dew point temperature*.

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bagian ini akan dilakukan analisa dan pembahasan mengenai hasil simulasi numerik mengenai bagaimana pengaruh susunan *tube aligned* dan *staggered* dengan memvariasikan diameter *tube* dan *flue gas inlet velocity* terhadap temperatur *flue gas* pada permukaan tube ditinjau dari *sulfuric acid dew point temperatur*e. *Sulfuric acid dew point temperature* akan mempengaruhi titik kritis terjadinya korosi *tube* pada *air preheater*. Data hasil simulasi yang di tampilkan ada dua bentuk yaitu berupa data kualitatif dan kuantitatif. Data kualitatif yang ditampilkan dan dibahas antara lain kontur temperatur, kecepatan, dan *pathline* dari kecepatan setiap model yang telah digambarkan dan akan di data kualitatif akan di jelaskan dengan data kuantitatif yang berupa grafik temperatur permukaan *tube air preheater*, dan temperatur *flue gas* 0.05mm diatas permukaan *tube* untuk masing-masing baris.

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *software* FLUENT 18.1, dimana Pemodelan numerik yang digunakan pada studi ini adalah *2D steady turbulence model* Realizable *k*-ε. Simulasikan dilakukan hanya pada bagian *bottom module* (1^{st}*Pass*) *air preheater* karena posisi yang rawan terjadi *sulfuric acid dew point temperature* berada pada *bottom module* saja. Pada masing-masing model simulasi nilai N_L, S_T, S_L di jaga konstan. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti fenomena perpindahan panas, karakteristik aliran dan jumlah row kritis terjadinya *sulfuric acid dew point* pada *air preheater* .

4. 1 Perhitungan Koefisien Konveksi

4.1. 1 Perhitungan Koefisien Konveksi Primary Air

Parameter *properties* flue gas dan air preheater untuk menentukan koefisien konveksi *primary air* tertera pada Tabel 4.1 sebagai berikut:

Tabel 4. 1 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater

Parameter	Unit	Nilai
Primary Air System		
Mass Flow	kg/s	16.31
Temperatur masuk	^{O}C	49.9
Temperatur keluar	^{O}C	282.7
Bulk Temp PA	^{O}C	166.3
Number of Tube		1886
Mass Flow per tube	kg/s	0.008649213
ID Tube	m	0.037
Viscocity at Bulk	(x 10^{-6})Pa.s	24.72852
	Pa.s	2.47285E-05
Prandtl Number		0.7051

Sumber : Hasil Pengamatan

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi kita harus mendapatkan nilai reynolds number dan Nusselt number

$$Re = \frac{4\,\dot{m}}{\pi D_i \mu}$$

$$Re = \frac{4\ x\ 0.00864 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi\ x\ 0.037\ m.\ 2.472 \text{ x } 10^{-5}\ Pa.s}$$

$$Re = 12036{,}12$$

Besarnya *Nusselt Number* ditentukan melalui persamaan Dittus – Boelter yaitu

$$Nu = 0.023\ Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023\ x\ 12036.12^{\frac{4}{5}}\ x\ 0.7051^{0.4}$$

$$Nu = 36.7636$$

Sehingga koefisien konveksi *primary air* adalah

$$h = Nu\ \frac{k}{D}$$

$$h = 36.7636\ \frac{0.0357 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.037\ m}$$

$$h = 35.558 \frac{W}{m^2 K}$$

b. Perhitungan nilai koefisien konveksi *Secondary Airheater*

Tabel 4. 2 Data perhitungan koefisien konveksi Primary Airheater

Parameter	Unit	Nilai
Secondary Air System		
Mass Flow SA	kg/s	8.97
Temperatur SA in	^{O}C	46.4
Temperatur SA out	^{O}C	245.3
Bulk Temp SA	^{O}C	145.85
Number of Tube		1312
Mass Flow per tube	kg/s	0.006837
ID Tube	m	0.037
Viscocity at Bulk	(x 10^{-6})Pa.s	23.89321
	Pa.s	2.39E-05
Reynolds		9847.028
Prandtl Number		0.705258

(Sumber : Hasil pengamatan)

$$Re = \frac{4\,\dot{m}}{\pi D_i \mu}$$

$$Re = \frac{4\ x\ 0.006837 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi\ x\ 0.037\ m.\ 2.39 \text{ x } 10^{-5}\ Pa.s}$$

$$Re = 9847$$

Besarnya *Nusselt Number* ditentukan melalui persamaan Dittus – Boelter yaitu

$$Nu = 0.023\ Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023\ x\ 9847^{\frac{4}{5}}\ x\ 0.705^{0.4}$$

$$Nu = 31.312$$

Sehingga koefisien konveksi *secondary air* adalah

$$h = Nu\ \frac{k}{D}$$

$$h = 31.312 \frac{0.0357 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.037\ m}$$

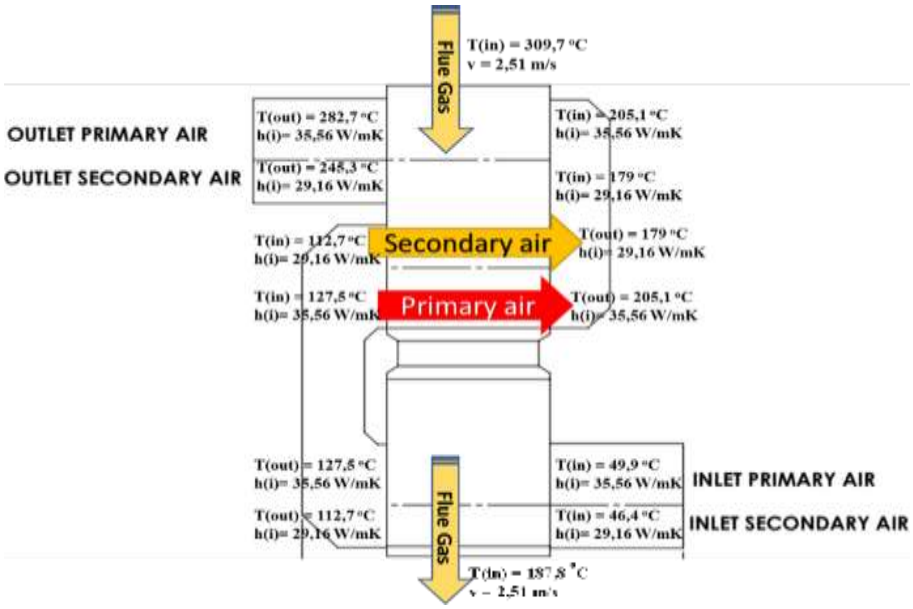
$$h = 29.164\ \frac{W}{m^2 K}$$

4. 2 Perhitungan Energy Balance

Perhitungan *heat balance* pada semua modul *air preheater* mengikuti persamaan berikut:

$$\boldsymbol{Q = \dot{m} C_p \Delta T}$$

Analisis kalor dipisah antara *primary air* dan *secondary air* dimana nilai temperatur udara setiap masukan maupun keluaran *bottom* modul didapatkan dengan melakukan iterasi hingga didapatkan hasil simulasi mendekati nilai kalor DCS. Nilai kalor DCS dapat dihitung dengan data-data dari parameter operasi exsisting air heater seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.1.



Gambar 4. 1 Distribusi temperatur primary air dan secondary air seluruh pass

Gambar 4.1. menunjukkan temperatur udara yang melalui ketiga modul air heater. Pada modul pertama (paling bawah), primary air masuk pada temperatur 49.9^{0}C dan keluar pada modul terakhir dengan temperatur 282.7^{0}C. Secondary air masuk pada modul pertama dengan temperatur 46.4^{0}C keluar pada modul SA terakhir dengan temperatur 245.3^{0}C.Data operasi kondisi existing lainya dan hasil perhitungan besarnya energi yang diserap oleh *primary air* dan *secondary air* dirangkum pada tabel 4.3.

Tabel 4. 3 Data perhitungan energi yang diserap pada bottom Modul

Parameter	**Unit**	**PA (Beban 100%)**	**SA (Beban 100%)**
Mass Flow	kg/s	16,312	8,970
Temperature In Air	^{O}C	49,9	46,4
Temperature Out Air	^{O}C	127,5	112,7
Heat Transfer Coefficient	W/m^{2}K	35,56	29,16
Pressure	bar.abs	1	1
Cp	j/kgK	1020,4	1017,218
Energy	kW	3.865.787,405	1.814.852,202
Total Energy	**MW**	5.680.639,607	

(sumber: DCS)

Penyerapan kalor pada Primary Air

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$Q = 16{,}312 \frac{kg}{s} x\ 1020{,}4 \frac{j}{kg\ K}\ x\ (127{,}5 - 49{,}9)K$$

$$Q = 3.865.787{,}405\ kW$$

Penyerapan kalor pada Secondary Air

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$Q = 8{,}970 \frac{kg}{s} x\ 1017{,}218 \frac{j}{kg\ K}\ x\ (112{,}7 - 46{,}4)K$$

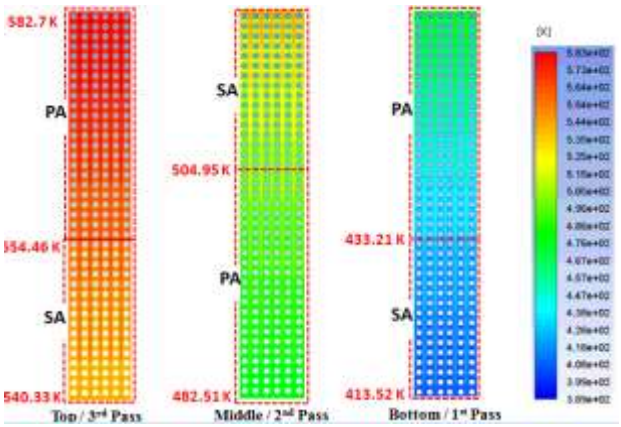
$$Q = 1.814.852{,}202\ kW$$

Total Penyerapan Kalor

$$Q_{total} = Q_{PA} + Q_{SA}$$

$$Q_{total} = (3.865.787{,}405 + 1.814.85{,}202)\ kW$$

$$Q_{total} = (5.680.639{,}607)\ kW$$



Gambar 4. 2 Hasil simulasi temperatur flue gas susunan Aligned D-40 (Existing)

Dari hasil simulasi didapatakan data – data temperatur dari modul 1(bottom module), modul 2 (midle module) dan modul 3(top modul,) seperti yang ditunjukan oleh Gambar 4.2, modul air heater. Pada modul ketiga (paling atas) flue gas masuk pada temperatur 582,7 K dan temperature keluar dari masing – masing modul secara berurutan dari modul tiga adalah 540,33 K, modul dua 482,51 K dan 413,52 K pada modul tiga atau bottom modul. Sesuai data hasil simulasi yang ditampilkan dan dilengkapi dengan data yang ditunjukan pada Table 4.4 dapat dihitung besarnya kalor yang dilepas oleh flue gas pada saat melewati tube pada air heater. Dengan menggunakan rumus

$$\boldsymbol{Q = \dot{m} C_p \Delta T}$$

Tabel 4. 4 Total energi yang diserap dan dilepas pada PA dan SA

Parameter	**Unit**	**PA (Beban 100%)**	**SA (Beban 100%)**
Mass Flow	kg/s	31.143	31.143
Cp	j/kgK	1042.54	1042.54
Pressure	bar.abs	1	1
Energy	kW (1stPass)	1046762.621	328746.1258
	kW (2$^{nd\ Pass}$)	953784.5153	1120105.485
	kW (3rd Pass)	1568326.707	476821.4778
Total Energy	**KW**	3735194.813	1759352.119
Total Energy	**MW**	5,494546 931	

Tabel 4. 5 Perbandingan Energi pada simulasi dan existing

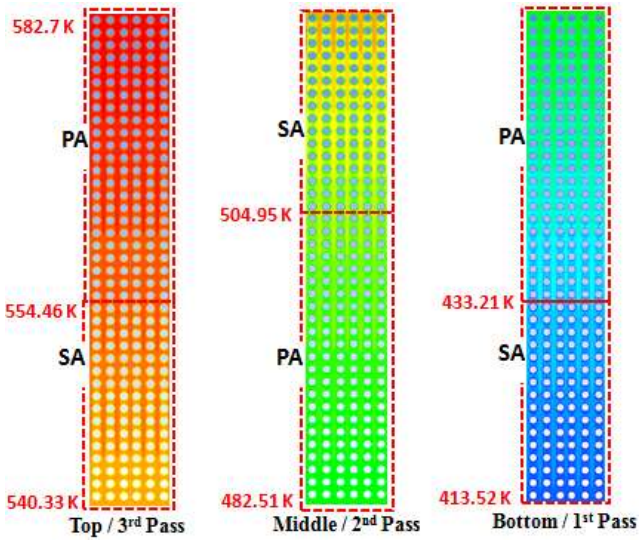
Parameter	Unit	Hasil Simulasi (Energi dilepas)	Existing (Energi Diserap)	Devisiasi (ε)
Total Energi PA	kW	3.735.194.813	3.865.787,405	3.37 %
Total Energi SA	kW	1.759.352.119	1.814.852,202	3.06%
Total Energi	MW	5,494546 931	5.680.639,607	3.27%

Pada Tabel 4.5, nilai *energy primary air*, *secondary air*, dan total kalor yang dilepaskan oleh *flue gas* dibandingkan dengan kalor yang diserap oleh tube pada kondisi real. Terdapat deviasi antara hasil simulasi dengan kondisi real, hal ini terjadi akibat simplifikasi kondisi flue gas maupun tube untuk mempermudah proses simulasi. Oleh karena deviasi antara kalor yang dilepaskan *fluegas* dengan diserap *primary air* dan *secondary air*di bawah 4%, maka simulasi dapat dikatakan valid.

4. 3 Analisis Pengaruh Susunan Tube Aligned dan Staggered

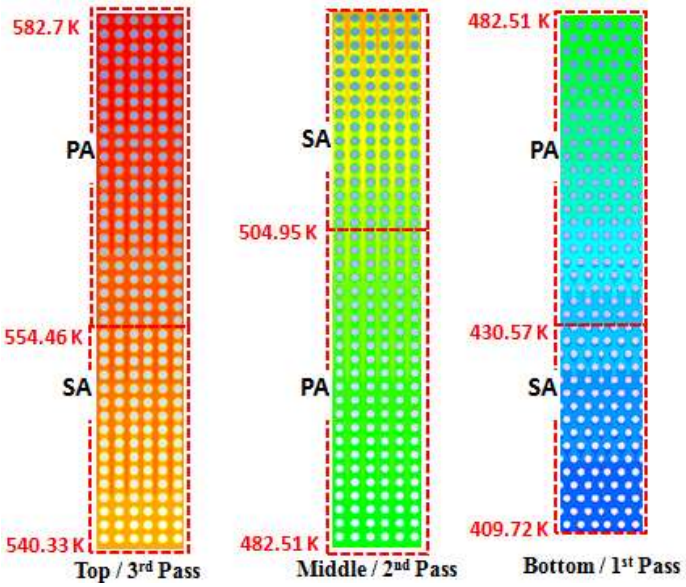
4.3 1 Simulasi Susunan Tube Aligned (Existing) dan Staggered (D=40)

4.3.1 1 Distribusi Kontur Temperatur Fluegas



Gambar 4. 3 Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom pada susunan aligned tube D=40

Gambar 4.3 menunjukkan kontur temperatur 3 modul *air preheater* pada bagian *top* (3rd*pass*), *middle* (2nd*pass*), dan *bottom* (1st*pass*) pada susunan *tube aligned* dengan diameter 40 mm (*Existing*). Pada susunan *tube aligned* seperti Gambar 4.3 ,*flue gas* masuk *air preheater top* modul pada suhu 582.7 K dan *flue gas* keluar *air preheater top* modul pada suhu 540.33 K. Selanjutnya suhu *flue gas* keluar *air preheater* pada *middle* modul pada suhu 482.51 K dan terakhir *suhu flue gas* keluar *air preheater* pada *bottom* modul pada suhu 413.52 K. Suhu *flue gas* yang tertera pada Gambar 4.3 merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

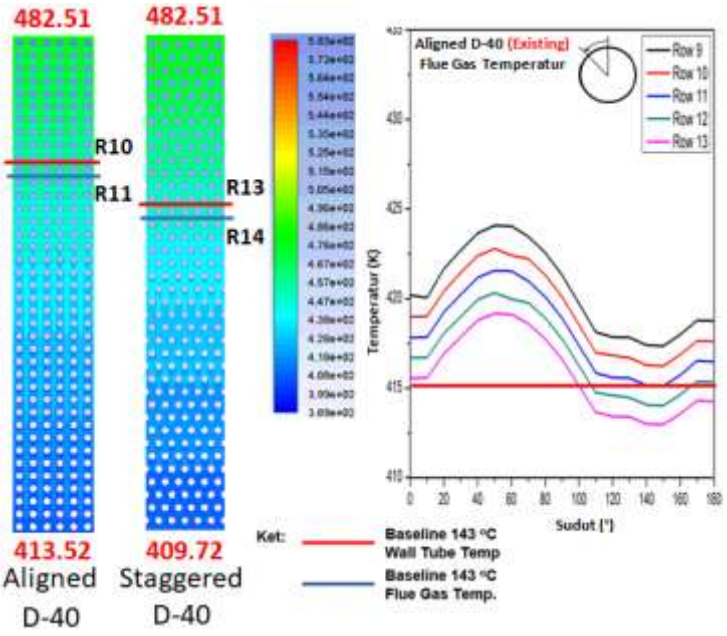


Gambar 4. 4 Kontur temperatur 3 modul *air preheater top, middle, dan bottom* pada susunan staggered tube D=40

Gambar 4.4 menunjukkan kontur temperatur 3 modul *air preheater* pada bagian *top*(3rd*pass*), *middle*(2nd*pass*), dan *bottom*(1st*pass*) pada susunan *tube staggered* dengan diameter 40mm (*Existing*). Pada susunan *tube staggered* seperti Gambar 4.4 *flue gas* masuk *air preheater top* modul pada suhu 582.7 K dan *flue gas* keluar *air preheater top* modul pada suhu 540.33 K. Selanjutnya suhu *flue gas* keluar *air preheater* pada *middle* modul pada suhu 482.51 K dan terakhir suhu *flue gas* keluar *air preheater* pada *bottom* modul pada suhu 409.72 K. Suhu *flue gas* yang tertera pada Gambar 4.4 merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

Hasil simulasi diatas menunjukkan bahwa susunan *tube staggered* memiliki perpindahan panas yang lebih baik dibanding susunan *tube aligned*. Hal tersebut dapat dilihat dari temperatur *outlet* susunan tube *staggered* yang lebih rendah dibanding *aligned*. Namun perlu digaris bawahi bahwa belum tentu susunan *tube staggered* memiliki lebih banyak baris *tube* yang berpotensi mengalami korosi akibat *sulfuric acid dew point temperature* ($T_{fluegas} \leq 416$ K). Untuk mendapatkan hasil baris *tube* yang rawan terhadap korosi akibat *sulfuric acid dew point temperature*, *temperature flue gas* harus digambarkan disekeliling tube dan 1 *mesh* diatas keliling *tube*.

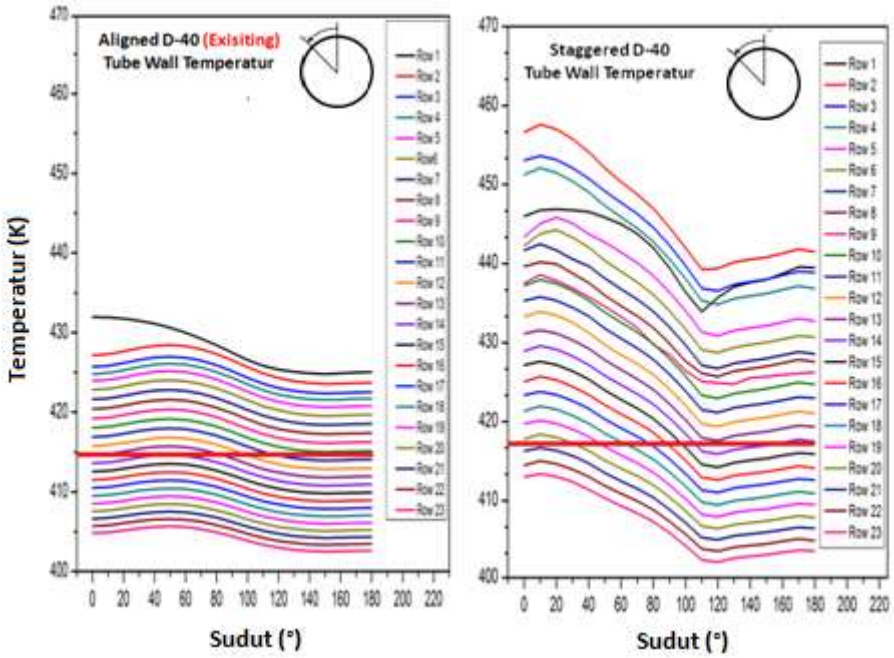
4.3.1.2 Distribusi Temperatur di Sekeliling *Tube* dan 1 *Mesh* di Atas *Tube*



Gambar 4. 5 (a) Kontur temperatur berbagai model dan (b) Distribusi temperature flue gas

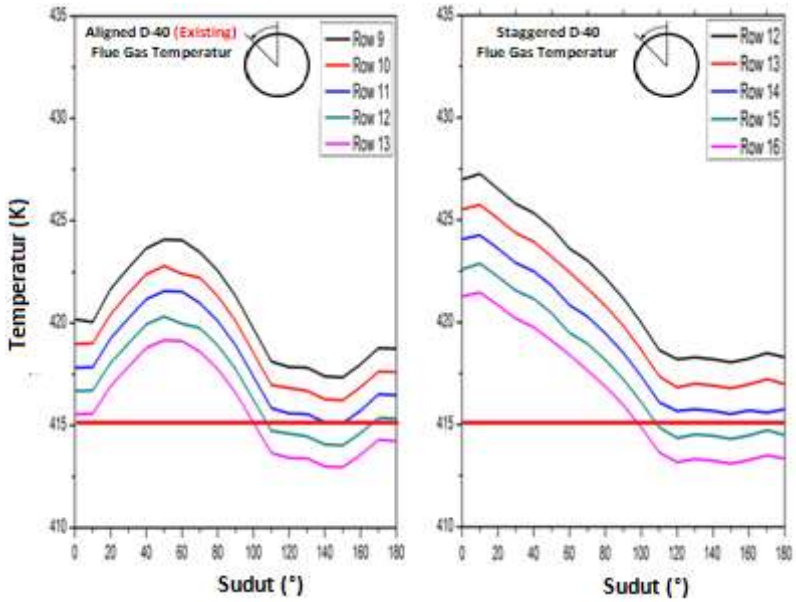
Gambar 4.5. (a) menunjukkan kontur temperatur modul PA dan SA untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube untuk setiap row. Perlu diingat bahwa *sulfuric acid dew point temperature* terjadi jika $T_{fluegas} \leq 416$ K. Untuk mengindentifikasi jumlah row kritis yang terjadi pada masing-masing model maka dilakukan penggambaran

distribusi temperatur outer tube wall dan 1 grid mesh diatas tube pada masing – masing model dengan batas 143ºC (ditunjukkan garis merah gambar 4.5).



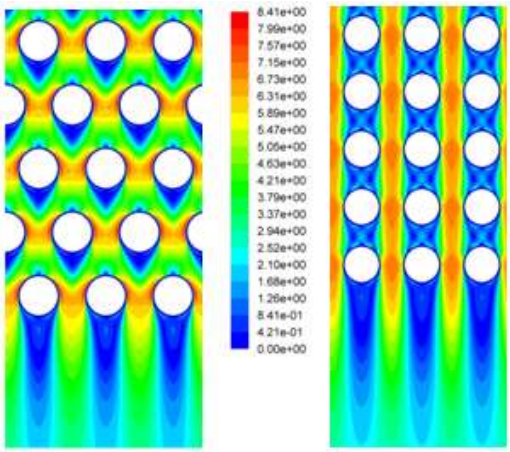
Gambar 4. 6 Distribusi temperatur di sekeliling*tube air preheater bottom module staggered* D-40 vs *aligned* D-40

Gambar 4.6 menunjukkan distribusi temperatur (*circumferential temperatur*) pada *tube* untuk setiap *row bottom module* (1st*pass*) dari susunan *tube aligned* dan *staggered* (D=40). Distribusi *circumferential temperature tube* ditampilkan sebagai *safety factor* karena temperatur dinding *tube* lebih rendah dibanding temperatur *flue gas*. Pada distribusi temperatur *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) terjadi pada *row* 10 kebawah untuk model *aligned* (D=40) dan untuk model *staggered* (D=40) terjadi pada *row* 13 kebawah.



Gambar 4.7 Distribusi temperatur flue gas 1 mesh diatas keliling tube air preheater bottom module aligned D-40 vs staggered D-40

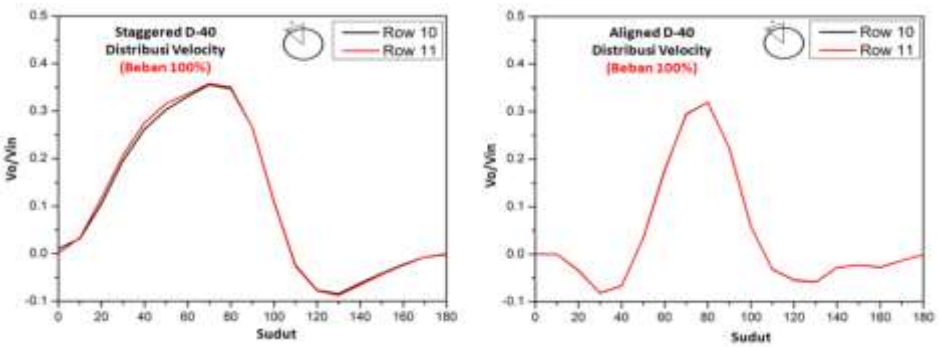
Gambar 4.7 menunjukkan distribusi temperatur *flue gas* (*circumferential temperatur*) 1 *mesh* diatas keliling *tube* untuk *critical row* pada *bottom module* (1st*pass*) dari susunan *tube aligned* dan *staggered* (D=40). *Circumferential temperature* 1 *mesh* diatas keliling *tube* ditampil kan untuk mendekati distribusi temperatur *flue gas* terendah. Pada distribusi temperatur 1 *mesh* diatas *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) terjadi pada *row* 11 kebawah untuk model *aligned* (D=40) dan untuk model *staggered* (D=40) terjadi pada *row* 14 kebawah. Secara heat transfer dengan mengubah susunan *tube* dari *aligned* menjadi *staggered*, kita mendapatkan perpindahan panas yang lebih baik disertai dengan pengurangan jumlah *tube* yang mengalami korosi akibat *sulfuric acid dew point temperature*. Untuk memahami fenomena ini, perlu ditinjau dari segi aliran fluida yang terjadi di sekitar *tube bundle* susunan *tube*.



(a) Aligned (Existing) **(b) Staggered**

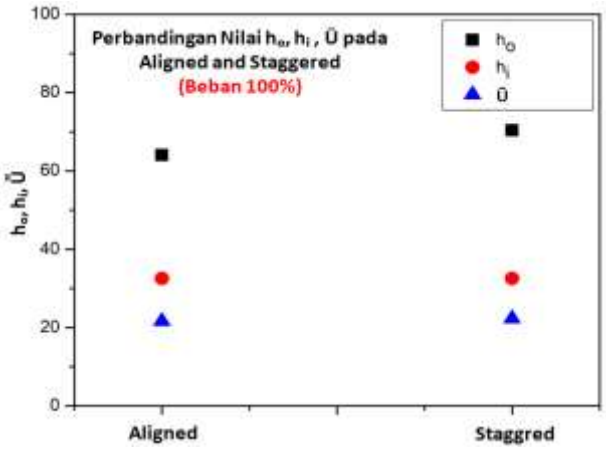
Gambar 4. 8 **.**Kontur kecepatan *flue gas bottom module* (a)*Staggered* D-40mm dan (b)*Aligned* D-40mm

Pada Gambar 4.8 dapat dilihat kontur kecepatan untuk *tube air preheater* susunan *aligned* dan *staggered*. Pada Gambar 4.8, baik susunan *tube aligned* dan *staggered* sama-sama terdapat *vortex* (*secondary flow*) dengan kecepatan rendah yang ditunjukkan dengan warna biru tua yang berada diantara tube baris yang satu dengan yang lain. Namun dapat dilihat bahwa susunan *tube staggered* memiliki *vortex* yang lebih kecil dibandingkan dengan susunan *tube aligned*. Aliran *vortex/secondary flow* yang lebih lebar pada *tube aligned* menyebabkan kecepatan flue gas di daerah tersebut menjadi lebih rendah, sehingga perpindahan panas panasnya menjadi lebih rendah yang mengakibatkan temperatur flue gas pada daerah downstream susunan aligned akan lebih rendah apabila dibandingkan dengan temperatur downstream tube pada susunan staggered. Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.8 berupa distribusi velocity pada row 10 dan 11.



Gambar 4. 9 Velocity pathline aliran flue gas Staggered D-40 dan Aligned D 40mm

Gambar 4.9 menunjukan distribusi kecepatan (velocity) pada susunan aligned D-40 dan staggred D-40 , dapat dilihat bahwa pada row yang sama, untuk susunan staggred memiliki distribusi kecepatan yang lebih merata yang ditunjukan oleh daerah di dalam grafik yang lebih luas. Selain itu dilihat kecepatan pada setiap titik (sudut 0^o – 180^o) pada susunan staggered memiliki kecepatan yang lebih tinggi karena itulah perpindahan panas pada susunan tube staggred lebih bagus dari pada susunan aligned. Untuk melihat pengaruh dari ho, hi dan U terhadapan hasil simulasi maka di lakukan perbandingan seperti ditunjukan pada gambar 4.10



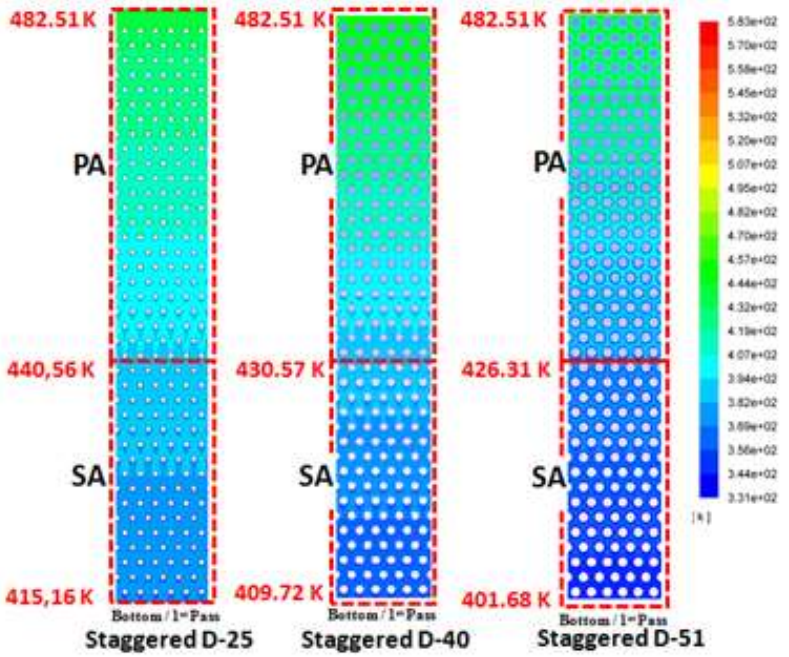
Gambar 4. 10 Perbandingan nilai hi, ho dan U pada Aligned D-40 dan staggered D-40

Dari hasil yang didapatkan, pada simulasi, jika dilihat dari pengaruh nilai ho, hi dan U pada masing masing model dapat diartikan bahwa mengubah susunan tube menjadi staggered meningkatkan nilai ho dan U, dimana nilai tersebut meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada susunan staggered. Selain itu row kritis terjadinya sulfuric acid dew point menjadi lebih sedikit (lebih kebawah).

4. 4 Analisis Pengaruh Diameter tube 25 mm, 40 mm dan 51 mm pada Susunan Staggered

4.4. 1 Pengaruh Diameter tube 25 mm, 40 mm dan 51 mm

4.4.1. 1 Distribusi Kontur Temperatur Fluegas



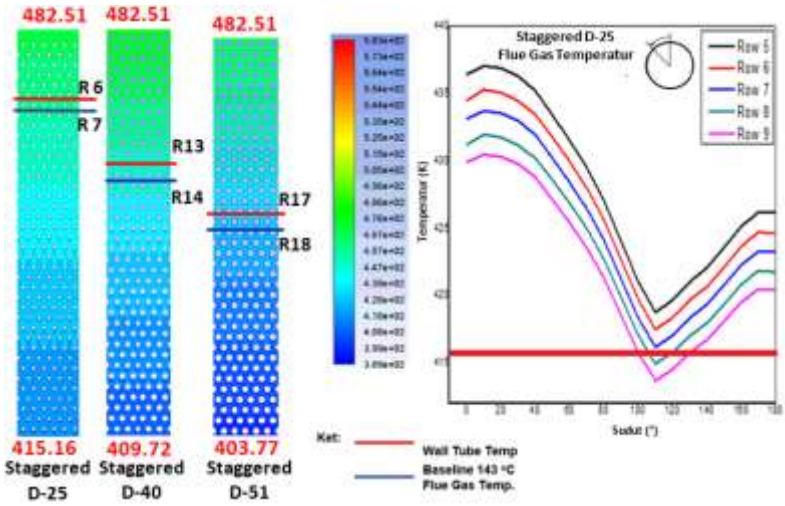
Gambar 4. 11 Kontur temperatur modul air preheater bottom pada susunan staggered tube D-25, D-40 dan D-51

Gambar 4.11 menunjukkan kontur temperatur modul *air preheater* pada bagian *bottom* (1st*pass*) pada susunan *tube staggered* diameter 25 mm, 40mm dan 51 mm dengan nilai temperature masuk *flue gas* adalah 482,51. Pada diameter 25 mm seperti Gambar 4.11 *flue gas* keluar *air preheater bottom* modul pada suhu 415,16 K. Selanjutnya pada diameter 40 mm suhu *flue gas* keluar *air preheater bottom* modul pada suhu 409.72 K dan yang terakhir pada diameter 51 mm suhu *flue gas* keluar *air preheater bottom* modul pada suhu 401,68 K. Suhu *flue gas* yang tertera merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa nilai perbedaan temperatur sisi inlet dan outlet (ΔT) paling besar dimiliki oleh diameter 51 mm yaitu sebesar 80.83 K, diikuti oleh diameter 40 dan 25 yang masing – masing adalah 72.79 K dan 67.35 K . Semakin besar perbedaan temperatur pada sisi inlet dan outlet (ΔT)

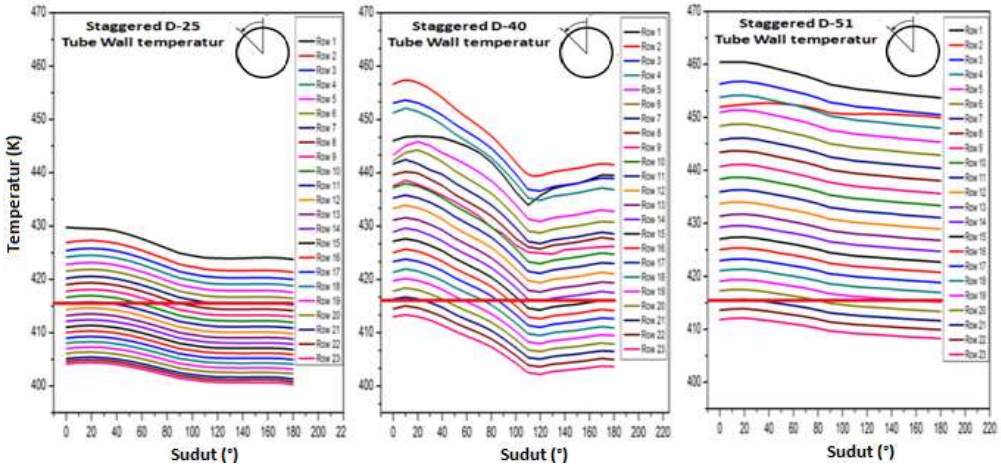
yang di hasilkan atau semakin rendah temperatur outlet flue gas maka perpindahan panas yang terjadi akan semakin baik (panas yang diserap semakin banyak). Namun perlu digaris bawahi bahwa belum tentu susunan *tube* dengan diameter 51 mm memiliki lebih banyak baris *tube* yang berpotensi mengalami korosi akibat *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq 416$ K). Untuk mendapatkan hasil baris *tube* yang rawan terhadap korosi akibat *sulfuric acid dew point temperature*, temperatur *flue gas* harus digambarkan disekeliling *tube* dan 1 *mesh* di atas keliling *tube*.

4.4.1. 2 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan Distribusi Temperatur *flue Gas 1 Mesh* di Atas Keliling Tube



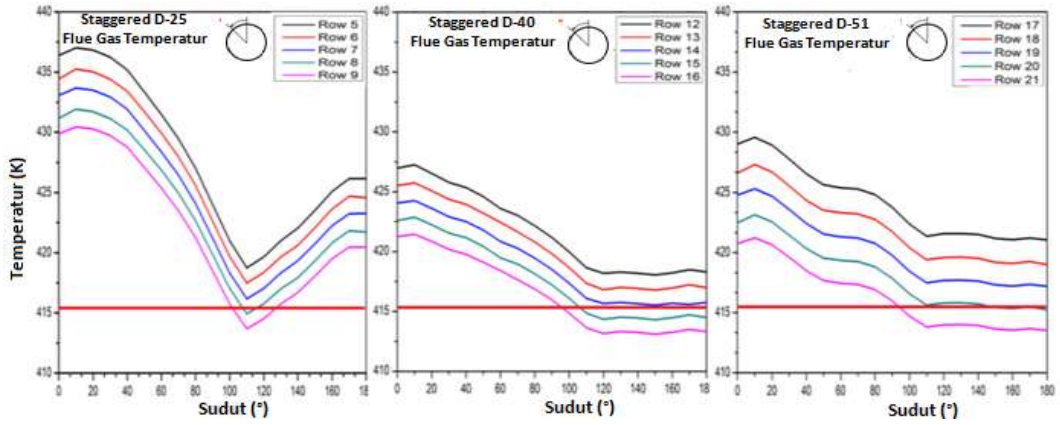
Gambar 4. 12 (a) menunjukkan kontur temperatur untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube

Gambar 4.12. (a) menunjukkan kontur temperatur modul PA dan SA untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube untuk setiap row. Perlu diingat bahwa *sulfuric acid dew point temperature* terjadi jika $T_{fluegas} \leq 416$ K. Untuk mengindentifikasi jumlah row kritis yang terjadi pada masing-masing model maka dilakukan penggambaran distribusi temperatur outer tube wall dan 1 grid mesh diatas tube pada masing – masing model dengan batas 143^{o}C (ditunjukkan garis merah gambar 4.12).



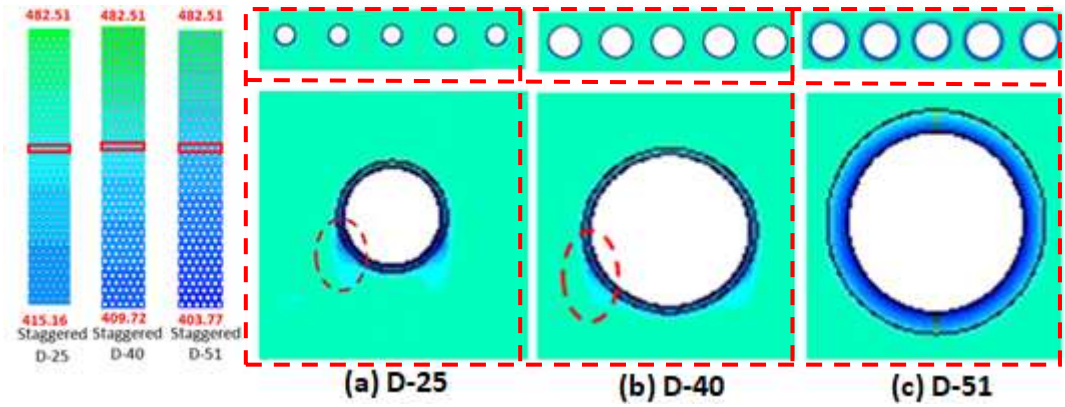
Gambar 4. 13 Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom module stagggered D-25 mm , D-40 mm dan D-51 mm

Gambar 4.13 menunjukkan distribusi temperatur (*circumferential temperatur*e) pada *tube* untuk setiap *row bottom module*(1^{st}*pass*) dari susunan *tube staggered* dengan diameter 25 mm, 40mm dan 51mm. Distribusi *circumferential temperature tube* ditampilkan sebagai *safety factor* karena temperatur dinding *tube* lebih rendah dibanding temperatur *flue gas*. Pada distribusi temperatur *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq$ 416 K) terjadi pada *row* 6 ke bawah untuk model diameter 25 mm (D=25), untuk diameter 40 mm (D=40) terjadi pada *row* 13 kebawah dan untuk diameter 51 mm (D-51) terjadi pada row 18 kebawah.



Gambar 4. 14 Distribusi temperatur flue gas 1 mesh diatas tube air preheater bottom module stagggered D-25 mm , D-40 mm dan D-51 mm

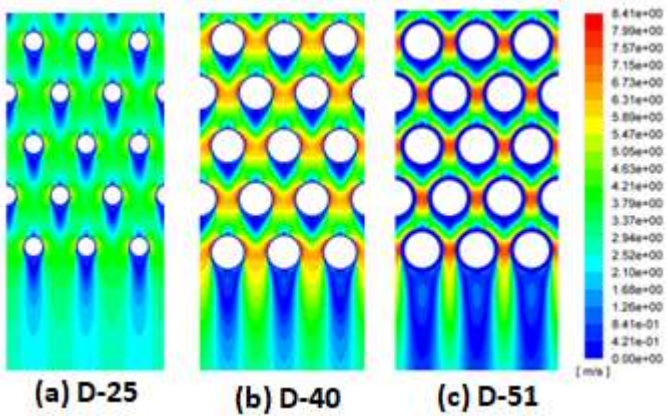
Gambar 4.14 menunjukkan distribusi temperatur *flue gas* (*circumferential temperatur*) 1 *mesh* di atas keliling *tube* untuk *critical row* pada *bottom module* (1st*pass*) dari susunan *tube staggered* D=25, D=40 dan D=51. *Circumferential temperature* 1 *mesh* diatas keliling *tube* ditampilkan untuk mendekati distribusi temperatur *flue gas* terendah. Pada distribusi temperatur 1 *mesh* diatas *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) untuk model *staggered* (D=25) terjadi pada *row* 7 kebawah, untuk model *staggered* (D=40) terjadi pada *row* 14 kebawah dan untuk model *staggered* D=51 terjadi pada row 19 kebawah. Artinya Dengan memperbesar ukuran diameter tube dari diameter existing, kita mendapatkan perpindahan panas yang lebih baik disertai dengan pengurangan jumlah *tube* yang mengalami korosi akibat *sulfuric acid dew point temperature* dan begitu juga sebaliknya dengan menguragi diameter tube dari diameter existing kita mendapatkan perpindahan panas yang lebih rendah dengan penambahan jumlah tube yang mengalami korosi. Yang menjadi pertanyaan kenapa D-25 dengan Tout paling tinggi memiliki row kritis yang paling banyak (row lebih keatas). Untuk lebih jelasnya bias di lihat pada Gambar dibawah



Gambar 4. 15 Kondisi Tube row 16 pada masing masing model (a) D-25, (b) D-40 dan (c) D-51

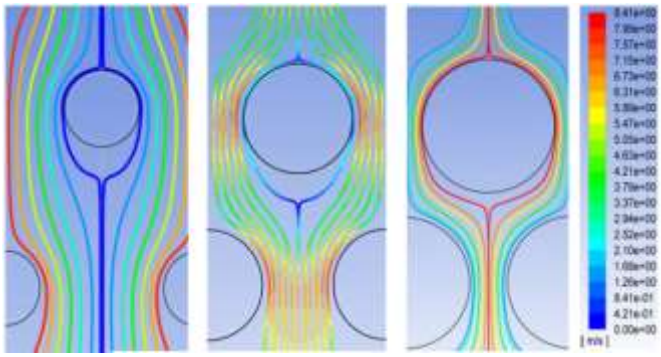
Pada Gambar 4.15 dapat dilihat bahwa pada area tube D-25 terjadi fenomena penurunan temperature yang cukup signifikan pada daerah yang

dilingkari garis merah atau jika dilihat dari kontur temperature ditunjukan oleh warna biru tua. Fenomena ini berkurang seiring bertambahnya diameter tube, dimana pada D-40 terjadi fenomena yang serupa namun temperature yang turun tidak begitu signifikan. Nasmun pada D-51 fenomena ini hampir tidak terjadi. Karena itulah D-51 memiliki distribusi temperature yang lebih bagus dari D-25 dan D-40, diikuti dengan jumlah row kritis terjadinya sulfuric acid dew point pada D-51 lebih sedikit. Untuk memahami fenomena ini, perlu ditinjau dari segi aliran fluida yang terjadi di sekitar *tube bundle* susunan *tube*

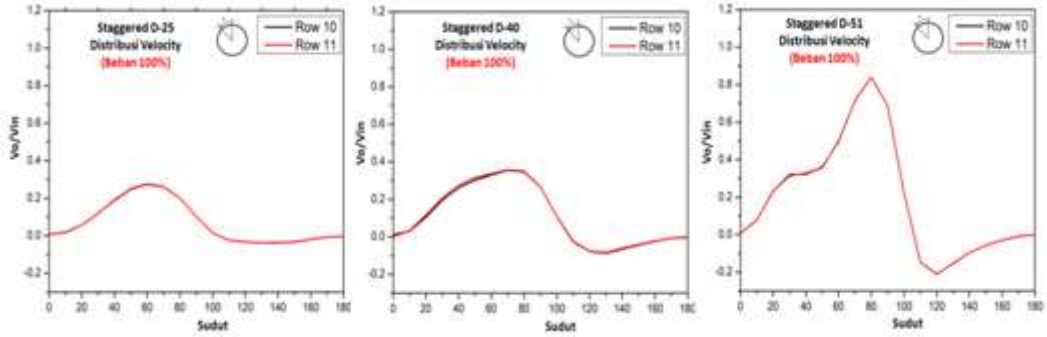


Gambar 4. 16 Kontur kecepatan flue gas bottom module (a) Staggered D-25mm (b) Staggered D-40 mm dan (c) Staggered D-51 mm

Pada Gambar 4.16 dapat dilihat kontur kecepatan untuk *tube air preheater* susunan *staggered* D=25 mm, D=40mm dan D=51mm. Pada model diameter D= 25, D=40mm dan D=51 mm masing-masing terdapat *vortex* (*secondary flow*) dengan kecepatan rendah yang ditunjukkan dengan warna biru tua di bagian bawah tube. Namun dapat dilihat bahwa pada diameter 51 mm memiliki *vortex* yang lebih kecil dibandingkan dengan susunan diameter 40 mm dan dan diameter 25 mm. Hal inilah yang menyebabkan distribusi temperatur susunan *tube staggered* dengan diameter 40 mm dan 25 mm menjadi lebih tidak merata, dimana fluida *vortex/secondary flow* yang terperangkap diantara *tube* dapat menurunkan temperatur hingga di bawah *sulfuric acid dew point temperature*. Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.17 berupa *velocity pathline* dan Gambar 4.18 berupa grafik distribusi temperature .

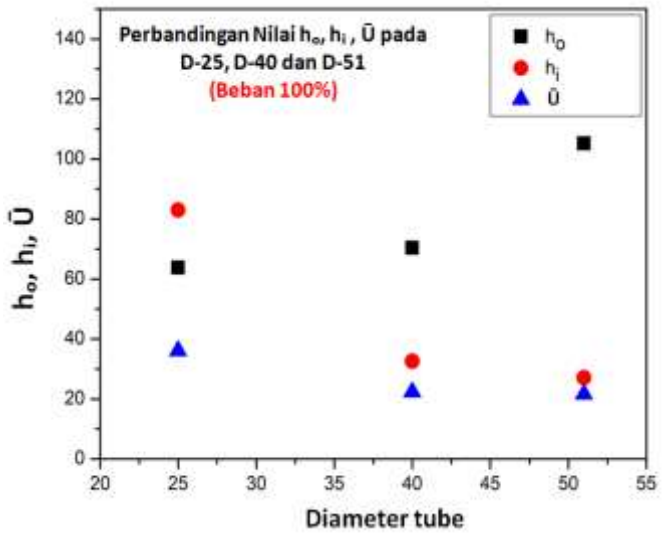


Gambar 4. 17 *Velocity pathline* aliran *flue gas* susunan staggered pada diameter (a) D-25mm (b) D-40 mm dan (c) D-51 mm



Gambar 4. 18 Distribusi kecepatan flue gas pada row 10 dan 11 untuk susunan staggered pada diameter (a) D-25mm (b) D-40 mm dan (c) D-51 mm

Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.18 berupa distribusi velocity row 10 dan 11 pada staggred D-25 mm, D-40 mm dan D-51 mm , dapat dilihat bahwa pada row yang sama, untuk susunan staggred D-51 memiliki distribusi kecepatan yang lebih merata yang ditunjukan oleh daerah didalam grafik yang lebih luas di ikuti oleh D-40 mm dan yang paling kecil luasanya yaitu D-25 mm. Selain itu dilihat kecepatan pada setiap titik (sudut 0^o – 180^o) pada susunan staggered D-51 memiliki kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan staggred D-40 mm dan D-25 mm karena itulah perpindahan panas pada susunan tube staggred D-51 lebih bagus dari pada susunan aligned.



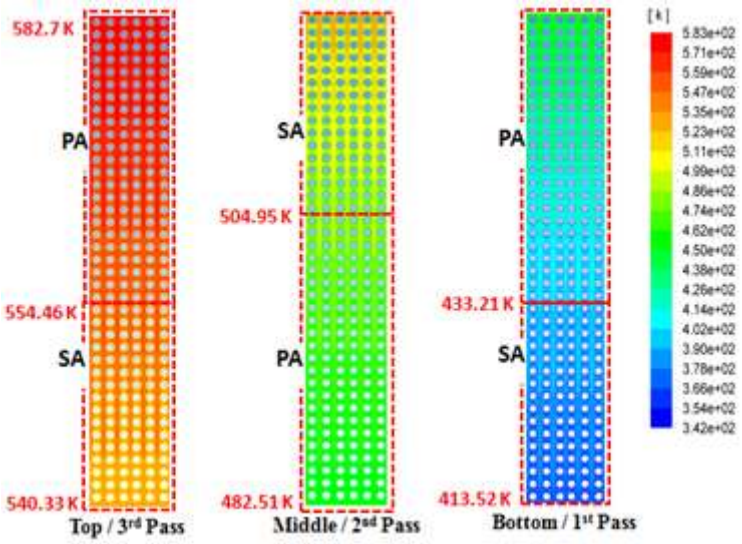
Gambar 4. 19 Perbandingan nilai hi, ho dan U pada staggered D-25 mm, D-40 mm dan D-51 mm

Dari hasil yang didapatkan jika dilihat pengaruh nilai ho, hi dan Ū pada masing masing model, seperti ditunjukan pada gambar 4.19 bahwa semakin besar diameter tube maka nilai ho akan semakin besar begitu juga sebaliknya nilai hi dan U semakin kecil. Namun dari hasil simulasi didapatkan bahwa D-51 mm memiliki perpindahan panas yang paling bagus diikuti dengan D-40 mm dan D-25 mm selain itu jumlah row kritis D-51 mm yang lebih sedikit (lebih kebawah) jika dibandingkan dengan D-40 mm dan D-25 mm. Maka dapat diartikan bahwa nilai luasan permukaan (A) lebih berpengaruh dari pada Ū.

4. 5 Analisis Pengaruh Variasi Pembebanan

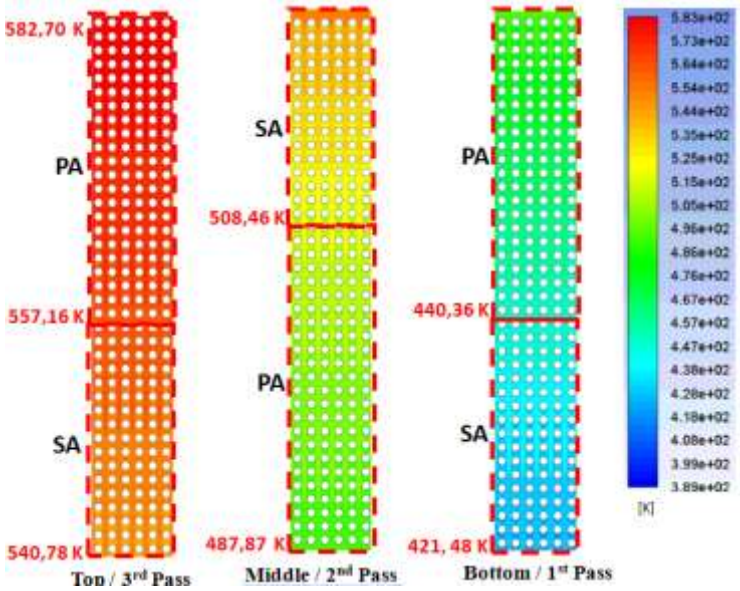
4.5. 1 Pengaruh Pembebanan 100% (Vin=2,51 m/s) vs 50% (Vin =1,255 m/s) pada Susunan Aligned (Existing) dan Staggered

4.5.1. 1 Distribusi Kontur Temperatur *Flue gas* D-40 Pada Beban 100 % dan 50%



Gambar 4. 20 Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom susunan aligned tube D=40 pada beban 100%

Gambar 4.20 menunjukkan kontur temperatur 3 modul *air preheater* pada bagian *top*(3^{rd}*pass*), *middle*(2^{nd}*pass*), dan *bottom*(1^{st}*pass*) pada susunan *tube aligned* pada pembebanan 100% (Vin = 2,51m/s) dengan diameter 40mm (*Existing*). Seperti ditunjukan pada Gambar 4.14 ,*flue gas* masuk *air preheater top* modul pada suhu 582.7 K dan *flue gas* keluar *air preheater top* modul pada suhu 540.33 K. Selanjutnya suhu *flue gas* keluar *air preheater* pada *middle* modul pada suhu 482.51 K dan terakhir *suhu flue gas* keluar *air preheater* pada *bottom* modul pada suhu 413.52 K. Suhu *flue gas* yang tertera pada Gambar 4.20 merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

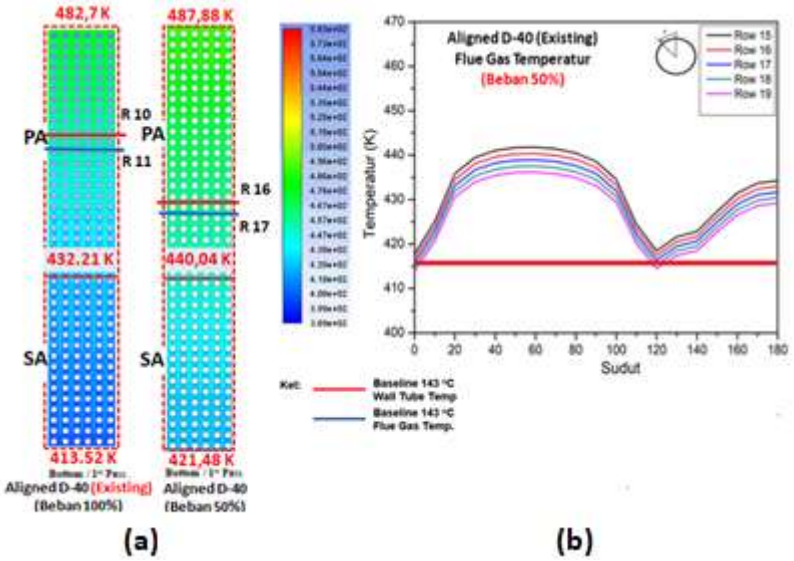


Gambar 4. 21 Kontur temperatur 3 modul air preheater top, middle, dan bottom susunan aligned tube D=40 pada beban 50%

Gambar 4.21 menunjukkan kontur temperatur 3 modul *air preheater* pada bagian *top*(3^{rd}*pass*), *middle*(2^{nd}*pass*), dan *bottom*(1^{st}*pass*) pada susunan *tube aligned* pada pembebanan 50% (Vin = 1.255 m/s) dengan diameter 40mm. Pada pembebanan 50% seperti Gambar 4.15 ,*flue gas* masuk *air preheater top* modul pada suhu 582.7 K dan *flue gas* keluar *air preheater top* modul pada suhu 540,78 K. Selanjutnya suhu *flue gas* keluar *air preheater* pada *middle* modul pada suhu 487,87 K dan terakhir *suhu flue gas* keluar *air preheater* pada *bottom* modul pada suhu 421,48 K. Suhu *flue gas* yang tertera pada Gambar 4.21 merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

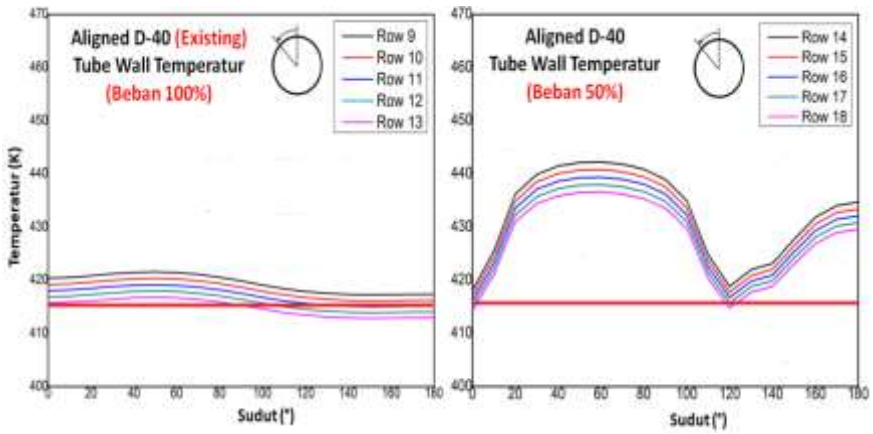
Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa nilai perbedaan temperatur sisi inlet dan outlet (ΔT) *bottom modul* pada pembebanan 100% yaitu sebesar 68.99 K dan pada pembebanan 50% sebesar 66,39 K . Secara heat transfer pada pembebanan 100% memiliki perpindahan pnas yang lebih baik yang dilihat dari ΔT yang lebih besar dibandingkan dengan pembebanan 50%.. Namun perlu digaris bawahi bahwa belum tentu pada pembebanan 100% memiliki jumlah row kritis terjadinya *sulfuric acid dew point temperature* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) yang lebih sedikit. Untuk lebih jelasnya Maka dilakukan identifikasi terjadinya dew point (143^0C) terjadi pada ROW ke berapa untuk masing – masing model.

4.5.1. 2 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan 1 Mesh di Atas Tube



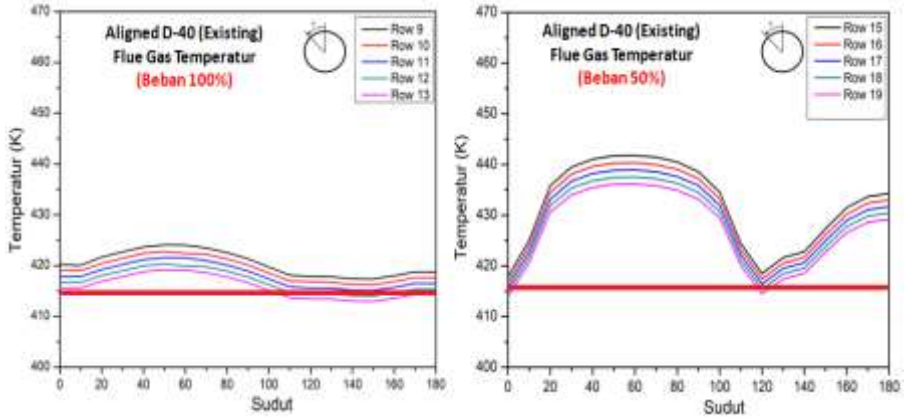
Gambar 4. 22 (a) Kontur temperature berbagai model dan (b) Distribusi temperature flue gas

(a) menunjukkan kontur temperatur modul PA dan SA untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube untuk setiap row. Perlu diingat bahwa *sulfuric acid dew point temperature* terjadi jika $T_{fluegas} \leq 416$ K. Untuk mengindentifikasi jumlah row kritis yang terjadi pada masing-masing model maka dilakukan penggambaran distribusi temperatur outer tube wall dan 1 grid mesh diatas tube pada masing – masing model dengan batas 143^{o}C (ditunjukkan garis merah gambar 4.22).



Gambar 4. 23 Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom modul Aligned D-40 dengan pembebanan 100% vs 50%

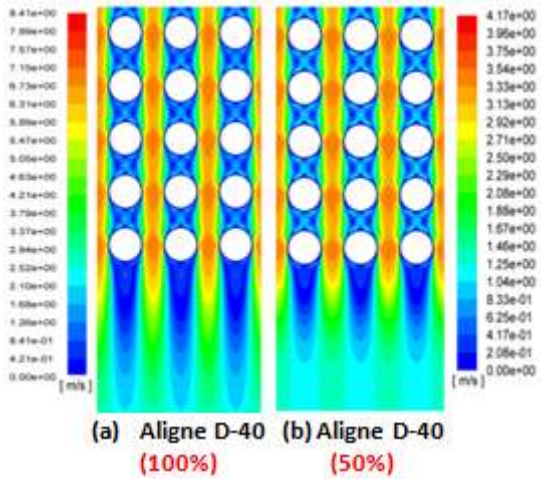
Gambar 4.23 menunjukkan distribusi temperatur (*circumferential temperatur*e) pada *tube* untuk setiap *row bottom module*(1st*pass*) dari susunan *tube Aligned* pada diameter 40 mm dengan pembebanan 100% dan 50%. Distribusi *circumferential temperature tube* ditampilkan sebagai *safety factor* karena temperatur dinding *tube* lebih rendah dibanding temperatur *flue gas*. Pada distribusi temperatur *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq$ 416 K) terjadi pada *row 10* kebawah untuk model pembebanan 100% dan untuk model pembebanan 50% terjadi pada *row* 16 kebawah. Artinya Hasil simulasi di atas menunjukkan bahwa dengan menurunkan beban system menjadi 50% atau dengan menurunkan kecepatan flugas yang masuk ke dalam air preheater menjadi 1,255 m/s mengakibatkan berkurangnya jumlah row kritis terjadinya sulfuric acid dew point (batas garis kritis semakin ke bawah)



Gambar 4. 24 **.**Distribusi temperatur flue gas 1 mesh di atas keliling tube air preheaterbottom module Staggered D-25 pada pembebanan 100% dan 50%

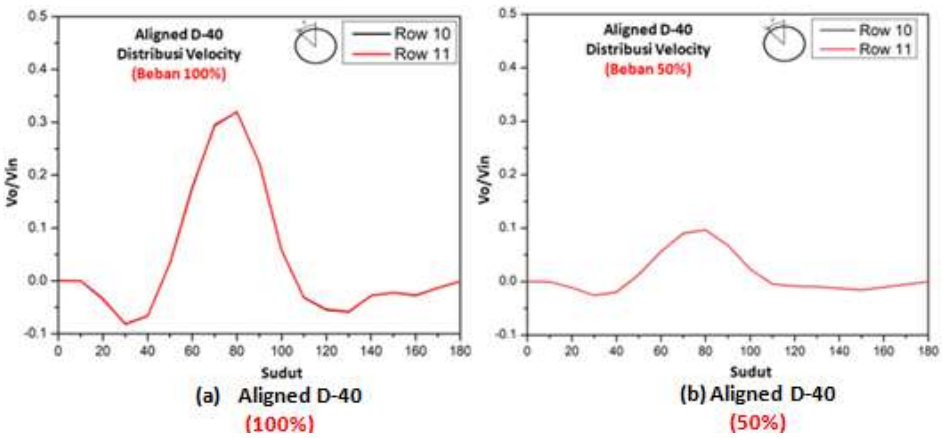
Gambar 4.24 menunjukkan distribusi temperatur *flue gas* (*circum ferential temperature*) 1 *mesh* di atas keliling *tube* untuk *critical row* pada *bottom module* (1st*pass*) dari susunan *tube Aligned* pada diameter 40 dengan pembebanan 100% dan 50%. *Circumferential temperature* 1 *mesh* di atas *tube* ditampilkan untuk mendekati distribusi temperatur *flue gas* terendah, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq$ 416 K) terjadi pada *row* 11 kebawah untuk model pembebanan 100% dan untuk model pembebanan 50% terjadi pada 17 kebawah. Artinya Dengan Menurunkan beban system menjadi 50% temperature flue gas

yang keluar dari bottom modul menjadi lebih tinggi sehingga jumlah row kritis terjadinya *sulfuric acid dew point* menjadi lebih sedikit dibandingkan beban 100%



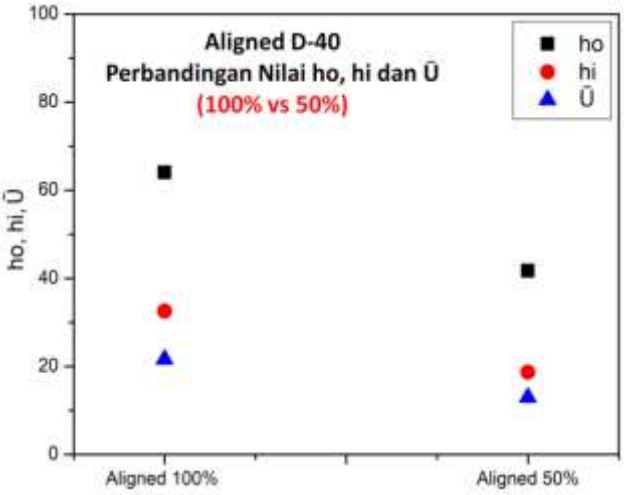
Gambar 4. 25**.**Kontur kecepatan flue gas bottom module (a) Aligned D-40 pembebanan 100% dan (b) Aligned D-40 50%

Pada Gambar 4.25 dapat dilihat kontur kecepatan untuk *tube air preheater* susunan *aligned* diameter D=40 mm dengan variasi pembebanan 100% dan 50%. Pada Gambar 4.25, baik pada model pembebanan 100% dan 50% terdapat *vortex* (*secondary flow*) dengan kecepatan rendah yang ditunjukkan dengan warna biru tua diantara *tube* baris yang satu dengan yang lain. Meskipun pada pembebanan 50% distribusi kecepatan pada daerah vortex lebih merata (ditunjukan oleh kontur warna biru muda pada daerah vortex beban 50%) namun secara besaran , nilai kecepatan pada beban 100% lebih besar. Karena itulah perpindahan panas beban 100% pada *bottom* modul lebih besar dibandingkan dengan beban 50%. Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.26 berupa distribusi kecepatan pada row 10 dan 11 pada masing-masing case seperti di bawah ini:



Gambar 4. 26 Distribusi kecepatan pada row 10 dan 11 (a) Aligned d-40 beban 100% dan (b) Aligned d-40 beban 50%

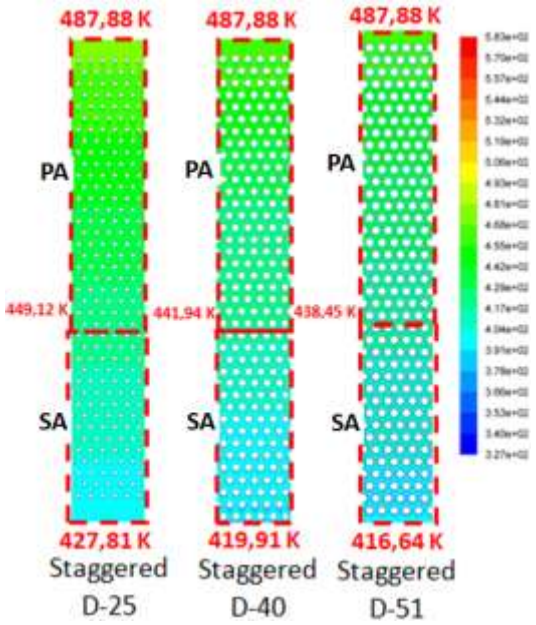
Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.26 berupa distribusi velocity row 10 dan 11 pada susunan Aligned D-40 mm dengan pembebanan 100% dan 50%, dapat dilihat bahwa pada row yang sama, untuk susunan beban 100% memiliki distribusi kecepatan yang lebih merata yang ditunjukan oleh daerah didalam grafik yang lebih luas dibandingkan beban 50%. Selain itu dilihat kecepatan pada setiap titik (sudut 0^o – 180^o) pada susunan beban 100% memiliki kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan beban 50% mm karena itulah perpindahan panas pada beban 100% lebih bagus dari pada beban 50%. Selajutnya kita melihat bagaimanakah pengaruh nilai ho, hi dan $\bar{U}$ terhadap hasil simulasi.



Gambar 4. 27 Distribusi kecepatan pada susunan Aligned D-40 beban 100% dan 50%

Dari hasil yang didapatkan jika dilihat pengaruh nilai ho, hi dan U pada masing masing model, seperti ditunjukan pada gambar 4.27 bahwa dengan mengubah pembebanan pada system menjadi 50% maka nilai ho, hi dan Ū menjadi lebih kecil. Sehingga nilai perpindahan panas pada beban 50% menjadi lebih kecil. Namun jika dilihat dari row kritis terjadinya sulfuric acid dew point temperature maka pada pembebanan 50% , posisi rownya lebih kebawah yang artinya jumlah tube yang mengalami korosi lebih sedikit dari pada pembebanan 100%.

4.5. 2 Pengaruh Pembebanan 50% (Vin =1,255 m/s) pada Susunan Staggered D-25, D-40 dan D-51



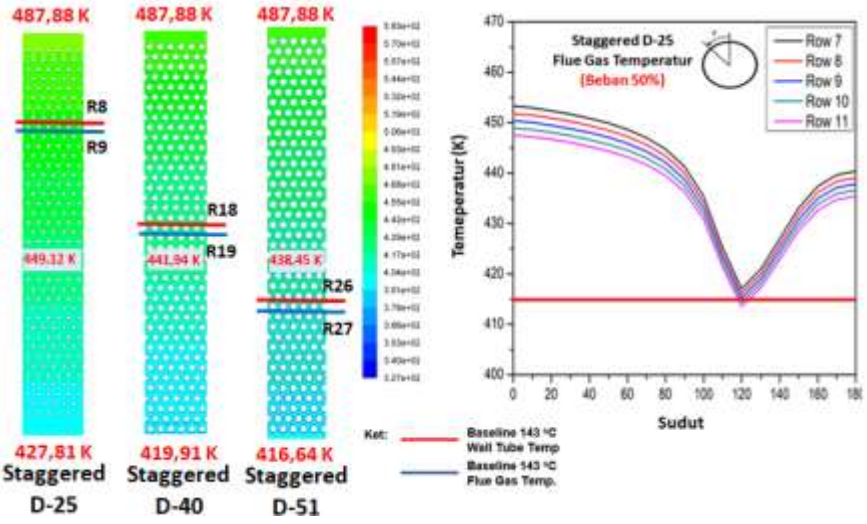
Gambar 4. 28 Kontur temperatur bottom modul air preheater susunan staggered D-25mm , D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50%

Gambar 4.28 menunjukkan kontur temperatur bottom modul *air preheater* pada susunan *tube staggered* D-25 mm , D-40 mm dan D-51 mm dengan beban 50% (Vin=1,255 m/s). Pada D-25 seperti Gambar 4.20 *flue gas* masuk *air preheater bottom* modul pada suhu 487, 87 K dan *flue gas* keluar *air preheater bottom* modul pada suhu 427,81 K. Selanjutnya suhu *flue gas* masuk *air preheater bottom* modul D-40 mm dan D-51 mm masing-masing pada suhu 487,87 K dan keluar *air preheater bottom* modul pada suhu 419,91 K dan 416,64

K Suhu *flue gas* yang tertera pada Gambar 4.28 merupakan suhu *flue gas average* pada setiap posisi.

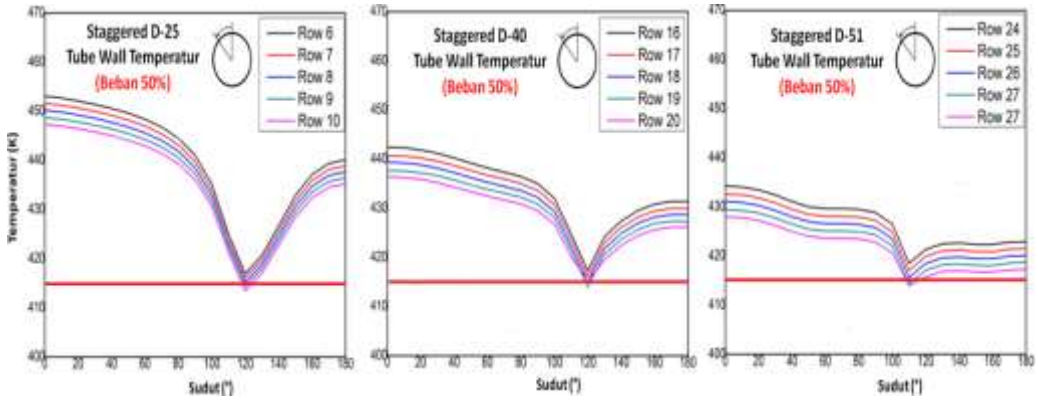
Hasil simulasi di atas menunjukkan nilai perbedaan temperatur sisi inlet dan outlet (ΔT) paling besar dimiliki oleh diamete 51 mm yaitu sebesar 71,23 K, diikuti oleh diameter 40 dan 25 yang masing – masing adalah 67,69 K dan 60,06 K . semakin besar perbedaan temperatur pada sisi inlet dan outlet yang di hasilkan atau semakin rendah temperatur outlet flue gas, maka perpindahan panas yang terjadi akan semakin baik. D-51 memiliki perpindahan panas yang paling bagus dikarenakan ketika menambahkan diameter tube dengan nilai ST dan SL yang tetap maka jarak anatar tube akan semakin sempit sehingga kecepatan maksimum flue gas akan semakin meningkat dan luasan perpindahan panasnya juga semakin besar. Namun perlu digaris bawahi bahwa belum tentu pada D-51 mm memiliki jumlah row kritis terjadinya *sulfuric acid dew point temperature* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) yang lebih sedikit dibandingkan dengan D-25 mm dan D-40 mm. Untuk lebih jelasnya Maka dilakukan identifikasi terjadinya dew point (143^0C) terjadi pada row ke berapa untuk masing – masing model. Untuk itu dilakukan penggambaran distribusi temperatur disekeliling tube dan 1 grid diatas wall tube pada masing – masing model dengan batas 143^oC

4.5.1. 3 Distribusi Temperatur di Sekeliling Tube dan 1 Mesh di Atas Tube



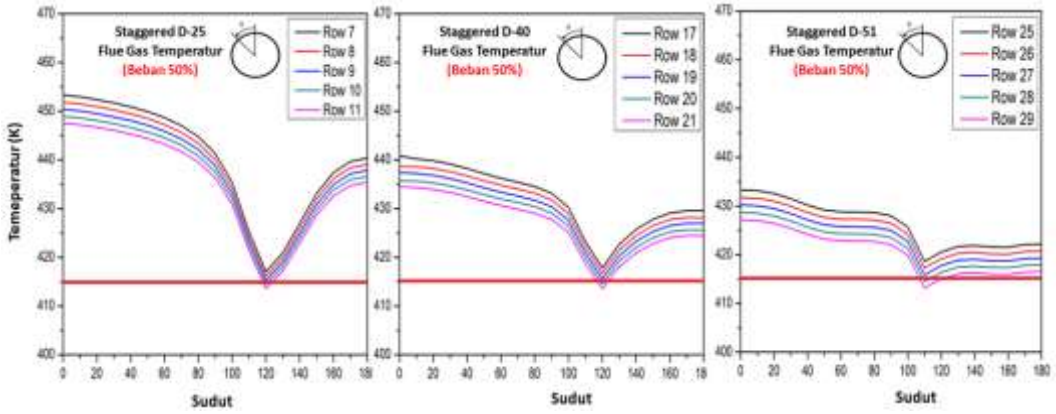
Gambar 4. 29 (a) Kontur temperature berbagai model (b) distribusi temperature outer tube wall

Gambar 4.29 (a) menunjukkan kontur temperatur modul PA dan SA untuk masing – masing model, (b) distribusi temperatur (circumferential temperature) pada tube untuk setiap row. Perlu diingat bahwa *sulfuric acid dew point temperature* terjadi jika $T_{fluegas} \leq 416$ K. Untuk mengindentifikasi jumlah row kritis yang terjadi pada masing-masing model maka dilakukan penggambaran distribusi temperatur outer tube dan 1 grid mesh diatas tube pada masing – masing model dengan batas 143^{o}C (ditunjukkan garis merah gambar 4.29).



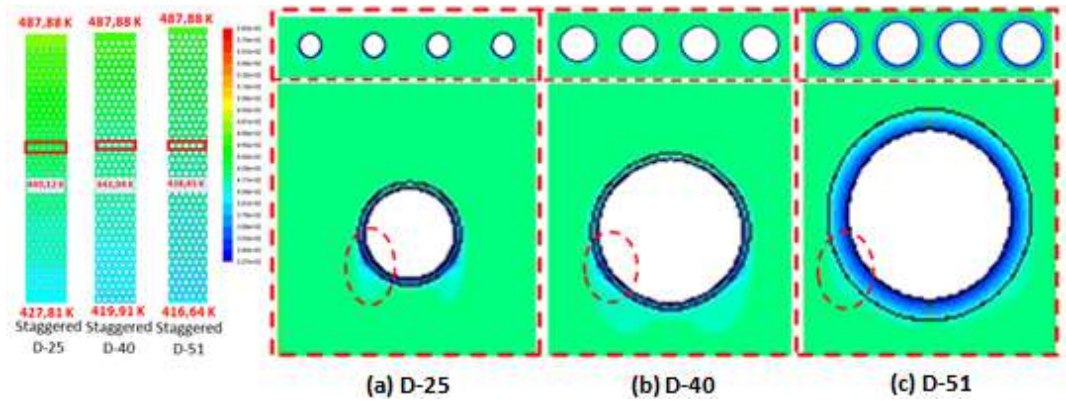
Gambar 4. 30 .Distribusi temperatur di sekeliling tube air preheater bottom modul Staggered D-25mm , D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50%

Gambar 4.30 menunjukkan distribusi temperatur(*circumferential temperatur*e) pada *tube* untuk setiap *row bottom module*(1st*pass*) dari susunan *tube staggered* D-25mm , D-40 mm dan D-51dengan pembebanan 50%. Distribusi *circumferential temperature tube* ditampilkan sebagai *safety factor* karena temperatur dinding *tube* lebih rendah dibanding temperatur *flue gas*. Pada distribusi temperatur *tube*, dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq$ 416 K) terjadi pada *row 8* kebawah untuk staggered D-25 mm, untuk D-40 mm dan D-51 mm masing-masing terjadi pada row 18 dan 26 kebawah



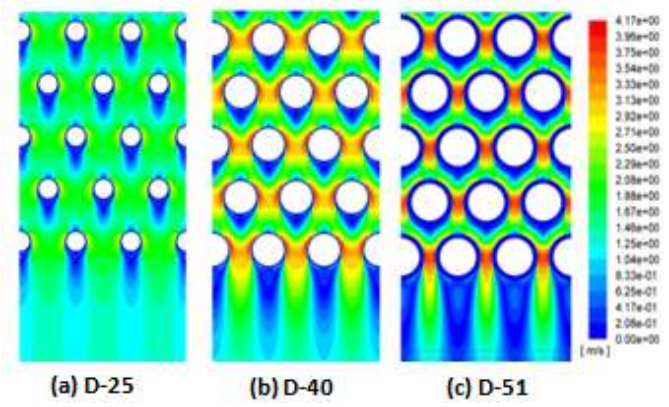
Gambar 4. 31**.** Distribusi temperatur flue gas 1 mesh di atas keliling tube air preheater bottom module Staggered D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50%

Gambar 4.31 menunjukkan distribusi temperatur *flue gas*(*circum ferential temperature*) 1 *mesh* di atas keliling *tube* untuk *critical row* pada *bottom module* (1st*pass*) dari susunan susunan *tube staggered* D-25mm , D-40 mm dan D-51dengan pembebanan 50%. *Circumferential temperature* 1 *mesh* di atas *tube* ditampilkan untuk mendekati distribusi temperatur *flue gas* terendah, Pada Gambar 4.31 dapat dilihat bahwa *sulfuric acid dew point* ($T_{fluegas} \leq 416$ K) terjadi pada *row* 9 kebawah untuk D-25 mm, dan untuk D-40 dan D-51 masing-masing terjadi pada row ke 19 dan row 27 kebawah. Artinya Dengan Menurunkan beban system menjadi 50% temperature flue gas yang masuk dan keluar dari bottom modul menjadi lebih tinggi sehingga jumlah row kritis terjadinya *sulfuric acid dew point* menjadi lebih sedikit. Yang menjadi pertanyaan kenapa D-25 dengan Tout paling tinggi memiliki row kritis yang paling banyak (row lebih keatas). Untuk lebih jelasnya bias di lihat pada Gambar dibawah



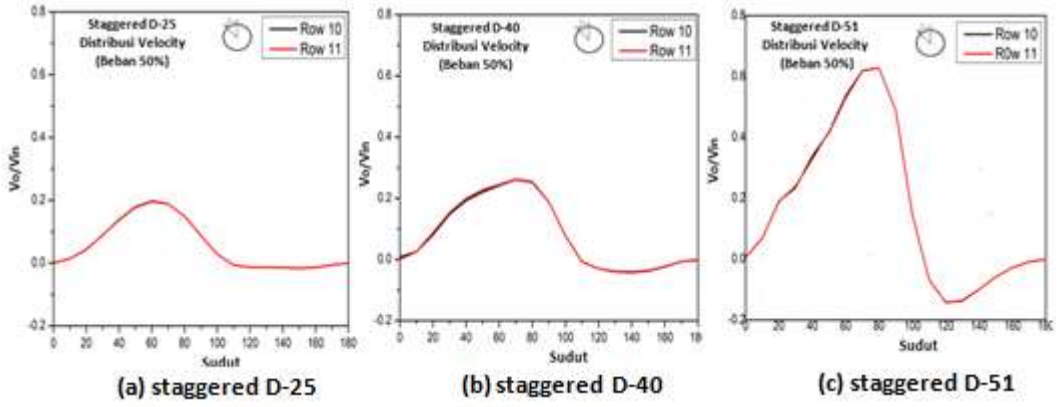
Gambar 4. 32 Kondisi Tube row 16 pada masing masing model (a) D-25, (b) D-40 dan (c) D-51

Pada Gambar 4.32 dapat dilihat bahwa pada area tube D-25 terjadi fenomena penurunan temperature yang cukup signifikan pada daerah yang dilingkari garis merah atau jika dilihat dari kontur temperature ditunjukan oleh warna biru tua. Fenomena ini berkurang seiring bertambahnya diameter tube, dimana pada D-40 terjadi fenomena yang serupa namun temperature yang turun tidak begitu signifikan. Nasmun pada D-51 fenomena ini hampir tidak terjadi. Karena itulah D-51 memiliki distribusi temperature yang lebih bagus dari D-25 dan D-40, diikuti dengan jumlah row kritis terjadinya sulfuric acid dew point pada D-51 lebih sedikit. Untuk memahami fenomena ini, perlu ditinjau dari segi aliran fluida yang terjadi di sekitar *tube bundle* susunan *tube.*



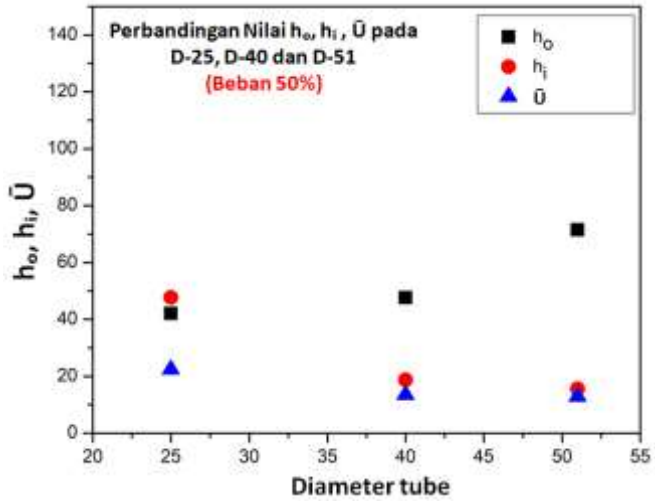
Gambar 4. 33**.** Kontur kecepatan flue gas bottom module Staggered D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50%

Pada Gambar 4.33 dapat dilihat kontur kecepatan untuk *tube air preheater* susunan *staggered* D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm dengan pembebanan 50%. Pada D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm atau semua model diameter terdapat *vortex* (*secondary flow*) dengan kecepatan rendah yang ditunjukkan dengan warna biru tua di bawah tube. Dari Gambar 4.23 juga dapat dilihat bahwa D-51 mm memiliki *vortex* yang lebih kecil dibandingkan dengan D-40 dan D-25 mm memiliki *vortex/secondary flow* yang paling besar . Hal inilah yang menyebabkan distribusi temperatur D-25 mm dan D-40 mm menjadi lebih tidak merata, dimana temperature fluida *vortex/secondary flow* yang terperangkap diantara *tube* dapat turun hingga di bawah *sulfuric acid dew point temperature*. Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.19 berupa distribusi temperature pada row 10 dan 11 di bawah ini:



Gambar 4. 34 Distribusi kecepatan flue gas susunan staggered D-25 mm, D-40mm dan D-51mm pada beban 50%

Untuk lebih jelas, maka disajikan Gambar 4.34 berupa distribusi velocity row 10 dan 11 pada susunan staggered D-25 mm, D-40 mm dan 51 mm.Pada gambar 4.33 dapat dilihat bahwa pada row yang sama, untuk staggered D-51 mm memiliki distribusi kecepatan yang lebih merata yang ditunjukan oleh daerah didalam grafik yang lebih luas dibandingkan D-25 mm, D-40 mm. Selain itu dilihat kecepatan pada setiap titik (sudut 0^o – 180^o) pada susunan D-51 mm memiliki kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan D-25 mm, D-40 mm karena itulah perpindahan panas pada D-51 mm lebih bagus dari pada D-25 mm, D-40 mm.



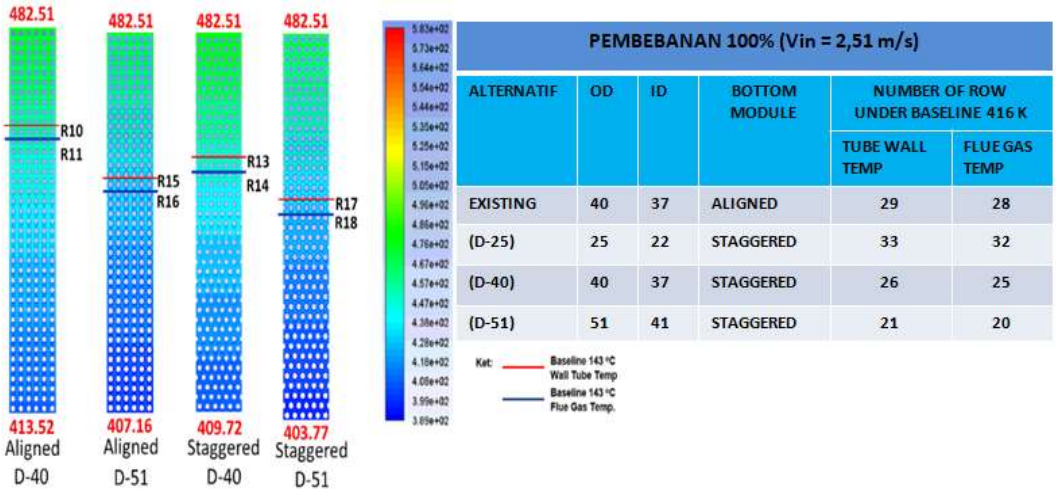
Gambar 4. 35 Perbandingan nilai ho, hi dan U pada masing-masing model

Dari hasil yang didapatkan jika dilihat pengaruh nilai ho, hi dan Ū pada masing masing model, seperti ditunjukan pada gambar 4.35 bahwa semakin besar diameter tube maka nilai ho akan semakin besar begitu juga sebaliknya nilai hi dan U semakin kecil. Namun dari hasil simulasi didapatkan bahwa D-51 mm memiliki perpindahan panas yang paling bagus diikuti dengan D-40 mm dan D-25 mm selain itu jumlah row kritis D-51 mm yang lebih sedikit (lebih kebawah) jika dibandingkan dengan D-40 mm dan D-25 mm. Maka dapat diartikan bahwa nilai luasan permukaan (A) lebih berpengaruh dari pada Ū.

4. 6 Ringkasan Hasil Simulasi Tube-Row

Gambar 4.36 menunjukkan kontur temperatur untuk model *aligned* D-40mm (*existing*), *staggered* D-40mm (model 1) , *D-25mm (model 2)*, dan *staggered* D-51mm (model 3). Pada setiap model diberikan *baseline* berdasarkan *wall tube temperatur*e (garis berwarna merah) dan berdasarkan *flue gas temperature* (garis berwarna biru). Berdasarkan *Root Cause Failure Analysis* (RCFA) diketahui bahwa *acid dew point* terjadi pada temperatur 416 K *tube* yang berada dibawah temperatur 416 K mengalami kerusakan akibat *acid dew point temperature*. Jika *baseline* didasarkan pada *wall tube temperatur*e, maka pada pembebanan 100% model *existing* terdapat 29 *row* yang mengalami kerusakan sementara pada model staggered D-25mm, D-40 mm dan D-51 mm berturut –

turut terdapat 33, 26 dan 22 *row* yang mengalami kerusakan akibat *sulfuric acid dew point temperature*. Jika *baseline* didasarkan pada *flue gas temperatur*e, maka pada model *existing* terdapat 28 *row* yang mengalami kerusakan sementara pada model staggered D-25 mm, D-40 mm dan D-51 mm secara berturut – turut terdapat 32, 25 dan 20 *row* yang mengalami kerusakan akibat *sulfuric acid dew point temperatur*

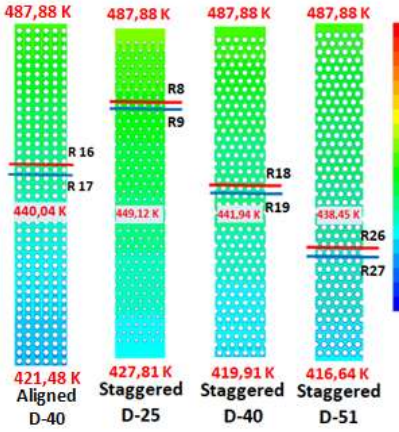


PEMBEBANAN 100% (Vin = 2,51 m/s)

ALTERNATIF	OD	ID	BOTTOM MODULE	NUMBER OF ROW UNDER BASELINE 416 K	
				TUBE WALL TEMP	FLUE GAS TEMP
EXISTING	40	37	ALIGNED	29	28
(D-25)	25	22	STAGGERED	33	32
(D-40)	40	37	STAGGERED	26	25
(D-51)	51	41	STAGGERED	21	20

Gambar 4. 36 Gambar hasil simulasi tube-row beban 100%

Untuk pembebanan 50% seperti ditunjukan pada Gambar 4.37 Jika *baseline* didasarkan pada *wall tube temperatur*e, maka pada model *existing* terdapat 23 *row* yang mengalami kerusakan sementara pada model staggered D-25 mm, D-40 mm dan D-51 mm berturut – turut terdapat 31, 21 dan 13 *row* yang mengalami kerusakan akibat *sulfuric acid dew point temperature*. Jika *baseline* didasarkan pada *flue gas temperatur*e, maka pada model *existing* terdapat 22 *row* yang mengalami kerusakan sementara pada model 1, model 2, dan model 3 secara berturut – turut terdapat 30 , 20 dan 12 *row* yang mengalami kerusakan akibat *sulfuric acid dew point temperatur*



PEMBEBANAN 50% (Vin = 1,255 m/s)

ALTERNATIF	OD	ID	BOTTOM MODULE	NUMBER OF ROW UNDER BASELINE 416 K	
				TUBE WALL TEMP	FLUE GAS TEMP
EXISTING	40	37	ALIGNED	23	22
(D-25)	25	22	STAGGERED	31	30
(D-40)	40	37	STAGGERED	21	20
(D-51)	51	41	STAGGERED	13	12

Gambar 4. 37 gambar hasil simulasi tube-row beban 100%

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5. 1 Kesimpulan

Berdasarkan uraian yang disampaikan pada hasil pembahasan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Perpindahan panas pada susunan *tube staggered* lebih baik daripada susunan *tube aligned*. Namun, jumlah *row* kritis terhadap *sulfuric acid dew point temperature* pada susunan *tube staggered* lebih sedikit daripada susunan *tube aligned*. Fenomena ini terjadi karena pada susunan *tube aligned* terdapat daerah *secondary flow/vortex* lebih besar dibanding susunan *tube staggered* yang menyebabkan temperatur *flue gas* turun hingga di bawah*sulfuric acid dew point temperature*.
2. Perpindahan panas pada diameter *tube* 51 mm lebih baik daripada diameter *tube* 40 mm dan 25 mm. Namun, jumlah *row* kritis terhadap *sulfuric acid dew point temperature* pada diameter *tube* 51 mm lebih sedikit dari pada diameter *tube* 40 mm dan 25 mm. Fenomena ini terjadi karena pada diameter *tube* 40 mm dan 25 mm terdapat daerah *secondary flow/vortex* lebih besar dibanding diameter *tube* 51 mm yang menyebabkan temperatur *flue gas* turun hingga di bawah*sulfuric acid dew point temperature*.
3. Perpindahan panas pada pembebanan 100% khusus pada bottom modul dengan susunan Aligned D-40 , Staggered D-25, 40 dan 51 lebih baik dari perpindahana panas pada pembebanan 50% dengan perbandingan yang sama, namun jumlah row kritis terjadinya sulfuric acid dew point temperatur pada pembebanan 50% lebih sedikit dari pada pembebanan 100% atau dengan kata lain pada pembebanan 50% lebih sedikit terjadi korosi. Fenomena ini terjadi dengan kecepatan yang lebih rendah maka perpindahan panas pada beban 50% juga lebih rendah yang mengakibatkan temperature flue gas yang kluar pada bottommodul lebih tinggi disbanding beban 100%.

5. 2 Saran

Berdasarkan hasil studi numerik yang dilakukan, saran yang dapat digunakan untukpenelitian berikutnya adalah:

1. Perlu dilakukan simulasi dengan kondisi *flue gas* sebenarnya yang terdiri dari komposisi-komposisi kimia untuk mendapatkan hasil yang mendekati kondisi sebenarnya.
2. Perlu dilakukan simulasi dimana peristiwa kondensasi terjadi akibat tekanan parsial *sulfuric acid*
3. Perlu dilakukan simulasi dengan mengubah semua susunan tube Aligned ke staggered pada semua module untuk pembebanan 50%

DAFTAR PUSTAKA

Asia-Pasific Economic Cooperation. (2005). *Costs and Effectiveness of Upgrading and Refurbishing Older Coal-Fired Power Plants in Developing APEC Economies.* Texas: APEC Secretariat.

Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* New York: John Wiley & Sons.

Beychok, M. R. (2012). Fossil Fuel Combustion Flue Gasses. *Encyclopedia of Earth*.

Borkar Vivek, Imam Shadab, Kumhar Vikky.(2016). Optimization of Heat Transfer Coefficient of Air Preheater using Computational Fluid Dynamics," Bhilai, *IJSRD*

Chen, et al.(2016). Formation in Copper Smelting Process Thermodynamic Consideration. 7th International Symposium on High Temperature Metallurgical processing.

ESDM, D. J. (2018). *Statistik Ketenagalistrikan 2018.* Indonesia: Kementerian ESDM

Fluent, Inc. . (2006). *Fluent Theory Guide.* Lebanon: Fluent, Inc.

Fluent, Inc. (2006). *Fluent User's Guide.* Lebanon: Fluent, Inc.

Fluent, Inc. (2006). *Gambit User's Guide.* Lebanon: Fluent, Inc.

Iswahyudi, Y. (2015). Evaluasi Unjuk Kerja Air Preheater Unit 2 PLTU 1 Jawa Barat Indramayu. *Jurnal UNDIP*, 17.

Kayede Coker.(2015) "Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants," Elsevier,

Lewandowski, D. A. (2000). *Design of Thermal Oxidation Systems for Volatile Organic Compounds, 1st Edition.* New York: CRC Press.

McKetta, J. J. (1997). *Encyclopedia of Chemical Processing and Design, Volume 61.* New York: CRC Press

Moran, M. J., Shapiro, N. H., Boettner, D. D., & Bailey, B. M. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics.* New York: John Wiley & Sons.

Nippon Steel & Sumitomo Metal. (2018). *Sulfuric Acid and Hydrochloric Acid Dew-point Corrosion-resistant Steel.* Japan: S-Ten Technical Document.

PLTU Amurang. (2018).“*Report Air Preheater PLTU Amurang Existing”,*Amurang: PLTU Amurang.

Strom, Stephen K, Guffre, John. 2010. Experience With Regenerative Air HeaterPerformance Evaluatian And Optimization. Power-Gen Europe

Wang Y.C, Tang G.H. (2015). Prediction of sulfuric acid dew point temperature on heat transfer fin surface. Elsevier, 492–501.

Y.G. Yang, T. Zhang, Y.W. Shao, G.Z. Meng, F.H. Wang. (2013),” In situ study of dew point corrosion by electrochemical measurement”, Corros. Sci. 71, 62–71.

Yusuf, & Prabowo (2018). Studi Numerik Pengaruh Transverse dan Longitudinal Pitch terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Cross – Flow Susunan Pipa Tipe Staggered. *Jurnal Teknik Mesin ITS*, A-35.