



TESIS

**STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN
SPLITTER PLATE DAN *GUIDE PLATE* PADA
SUSUNAN *TUBE STAGGERED* TERHADAP
KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN
PERPINDAHAN PANAS**

**DINA YUANITA
2112204815**

**DOSEN PEMBIMBING
ARY BACHTIAR KHRISNA PUTRA, ST. MT. Ph.D**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015**



TESIS

**NUMERICAL STUDY EFFECT OF SPLITTER
PLATE AND GUIDE PLATE IN STAGGERED
TUBE BANKS ON FLUID FLOW AND HEAT
TRANSFER CHARACTERISTICS**

**DINA YUANITA
2112204815**

**ADVISOR
ARY BACHTIAR KHRISNA PUTRA, ST. MT. Ph.D**

**MAGISTER PROGRAM
ENERGY ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015**

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

**di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**DINA YUANITA
NRP. 2112 204 815**

Tanggal Ujian: 13 Januari 2015

Periode Wisuda : Maret 2015

Disetujui oleh:

**1. Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D
NIP. 197105241997021001**

(Pembimbing)

**2. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng
NIP. 196505051990031005**

(Penguji I)

**3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT
NIP. 197104051997021001**

(Penguji II)

**4. Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph. D
NIP. 197512062005011000**

(Penguji III)

Direktur Program Pascasarjana,

**Prof. Dr. Ir. Adi Suprijanto, M.T.
NIP. 196404051990021001**

STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN SPLITTER PLATE DAN GUIDE PLATE PADA SUSUNAN TUBE STAGGERED TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS

Nama mahasiswa : Dina Yuanita
NRP : 2112204815
Pembimbing : Ary Bachtiar Krishna Putra ST, MT, Ph.D

ABSTRAK

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan tube *staggered shell and tube heat exchanger* di PLTU. Berdasarkan hasil *performance test* periode November 2013 hingga Januari 2014 menunjukkan sinyal vibrasi yang cukup tinggi sehingga menyebabkan kerusakan pada tube serta adanya penurunan nilai *heat transfer*. Susunan tube dimodifikasi dengan metode pengontrolan aliran pasif. Modifikasi pertama berupa penambahan *splitter plate* pada sisi *downstream* tube dengan panjang *plate* $L=0,5D$ dan $L=D$. Modifikasi kedua berupa penambahan *guide plate* bentuk pada sisi *upstream* tube dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1,5$ dan bentuk T dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1$. Modifikasi dilakukan untuk meminimalisir terjadinya kerusakan tube akibat adanya gaya dinamis yang cukup tinggi dari aliran fluida. Pemasangan *splitter plate* bertujuan untuk meredam interaksi antar vortek sehingga mengurangi gaya drag serta meningkatkan nilai perpindahan panas dengan adanya penambahan luas area perpindahan panas. Pemasangan *guide plate* bertujuan untuk mengarahkan medan aliran fluida dalam rangka melindungi tube dari beban *impact* serta berfungsi sebagai *vortex generator* sehingga dapat meningkatkan intensitas turbulensi dan akhirnya dapat meningkatkan nilai perpindahan panas.

Penelitian ini berupa kajian numerik 2D, *steady* dan *incompressible flow* yang diawali dengan pengambilan data desain dan data operasi peralatan melalui *central control room* PLTU. Selanjutnya dibuat pemodelan berdasarkan data tersebut dengan menggunakan program numerik *computational fluid dynamic* (CFD) yaitu Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26.

Dalam hal karakteristik aliran, modifikasi *splitter plate* menghasilkan penurunan nilai koefisien drag lokal pada baris pertama sebesar 49% namun menaikkan koefisien drag pada baris kedua dan ketiga sebesar 54% sehingga koefisien drag total mengalami kenaikan sebesar 9%. Sedangkan modifikasi *guide plate* memberikan adanya penurunan koefisien drag total yang signifikan hingga 35%. Dalam hal perpindahan panas, modifikasi *splitter plate* menghasilkan kenaikan nilai laju perpindahan panas sebesar 0,05-0,22% sedangkan *guide plate* dapat meningkatkan nilai laju perpindahan panas sebesar 1,6-1,7%. Seluruh modifikasi memberikan pengurangan drag lokal pada tube kritis baris pertama sehingga kerusakan pada tube tersebut dapat diminimalisir serta menghasilkan nilai perpindahan panas total yang lebih tinggi dari kondisi aktual.

Kata Kunci : *shell and tube heat exchanger, splitter plate, guide plate, CFD.*

NUMERICAL STUDY EFFECT OF SPLITTER PLATE AND GUIDE PLATE IN STAGGERED TUBE BANKS ON FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS

Name : Dina Yuanita
NRP : 2112204815
Supervisor : Ary Bachtiar Krishna Putra ST, MT, Ph.D

ABSTRACT

This research was carried out to study fluid flow and heat transfer characteristics for staggered tube banks of a crossflow shell and tube heat exchanger at a thermal power plant. According to results of performance test on November 2013 - Januari 2014, showed high vibrations on tube that could damaged the tube and also decrease heat transfer process. Tube banks were modified by passive flow control method by attaching splitter plate in the tube downstream with length $0,5D - 1D$ and mounting guide plate in the tube upstream with longitudinal spacing $S/D=1,5$ for Δ shaped and $S/D=1,5$ for T shaped, in order to reduce tube failure because of aerodynamic drag of fluid. Splitter plate attached to the tube is expected to reduce drag force and acts as an extended heated surface to enhance heat transfer. Guide plate mounted above upstream tube to guide fluid field and protect the tubes and promoted turbulence intensity to enhance heat transfer.

The investigation were two-dimensional numerical computation, steady and incompressible flow, started with taking the design and operation data from central control room. The numerical study using computational fluid dynamic program that are Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26.

Flow characteristics presented that splitter plate diminished local drag coefficient at first row critical tubes was over 49%, however it increased local drag coefficient at second and third row critical tubes that had more tubes was over 53% so that it resulted an increment of total drag coefficient. Guide plate modification diminished total drag coefficient was over 35%. Heat transfer characteristics presented that splitter plate increased heat transfer rate was over 0,22% whereas the guide plate also increased heat transfer rate was over 1,7%. Both of two modifications resulted local drag coefficient reduction at critical tubes so that the damage could be avoided. Both of them also resulted heat transfer higher than actual condition because of extended area for conduction and turbulence intensity enhancement.

Kata Kunci : *shell and tube heat exchanger, splitter plate, guide plate, CFD.*

KATA PENGANTAR

SubhanAlloh Walhamdulillah AllohuAkbar... Segala puji bagi Alloh Tuhan semesta alam yang hanya dengan kasih sayang, hidayah dan pertolongannya saja akhirnya penulis bisa menyelesaikan tesis dengan judul “ Studi Numerik Pengaruh Penambahan Splitter Plate dan Guide Plate pada Susunan Tube Staggered Terhadap Karakteristik Aliran Fluida dan Perpindahan Panas” sebagai sebagai salah satu persyaratan dalam menyelesaikan studi magister di Teknik Mesin ITS.

Penulis mengucapkan terimakasih atas motivasi, bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak. Oleh karena hal tersebut, pada kesempatan ini penulis menghaturkan terimakasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada:

1. Alloh dan Rosulnya atas segala karunia, kasih sayang dan pertolongan yang diberikan kepada penulis.
2. Bapak Prof. Ir. Sutardi, MSc, Ph.D selaku Ketua Jurusan Pascasarjana Teknik Mesin beserta staf.
3. Bapak Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D selaku pembimbing tesis yang secara langsung memberikan ilmu, wawasan dan bantuan dalam penyelesaian tesis ini. Terimakasih pak Ary atas kesabarannya membimbing saya yang awam dan sering bikin pusing dengan segala permasalahan tesis saya.
4. Bapak Prof. Dr. Eng Prabowo, M.Eng, Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT dan Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D selaku penguji tesis. Terimakasih atas masukan dan ilmu yang diberikan kepada penulis.

5. Seluruh dosen pengajar bidang Rekayasa Energi atas segala ilmu, kesabaran dan bantuan selama penulis menyelesaikan perkuliahan magister di Teknik Mesin ITS.
6. Suamiku tercinta Achmad Muchtarom atas segala kasih sayang, support dan perhatian yang luar biasa. Semoga Allah senantiasa memberikan limpahan rahmat dan kasih sayang kepadamu.
7. Ayahanda, Ibunda, Abi dan Umi ats segala kasih sayang, support dan perhatian yang luar biasa. Semoga Allah senantiasa memberikan limpahan rahmat dan kasih sayang kepada empat orang tuaku.
8. Rekan-rekan mahasiswa bidang Rekayasa Energi dari PJB Services : Nina Yunindra, Rina Febyanasari, Dian Mustikaning, Agustin Kurniastuti, Nia Aryningtyas, Kurniadi HP, Yanuar Khrisnahadi, Yogo Wijayanto, Andreas, Rachmat Hidayat, Edy Prasetyo, Fanny Eka C, Zuhri Tamam atas kerjasama, waktu kebersamaannya, perhatian dan bantuannya. Kalian istimewa bagiku.
9. PT PJB Services atas kesempatan yang diberikan kepada saya untuk belajar di Teknik Mesin ITS. Semoga PJB Services tambah jaya dan barokah dari masa ke masa.

Akhir kata

DAFTAR ISI

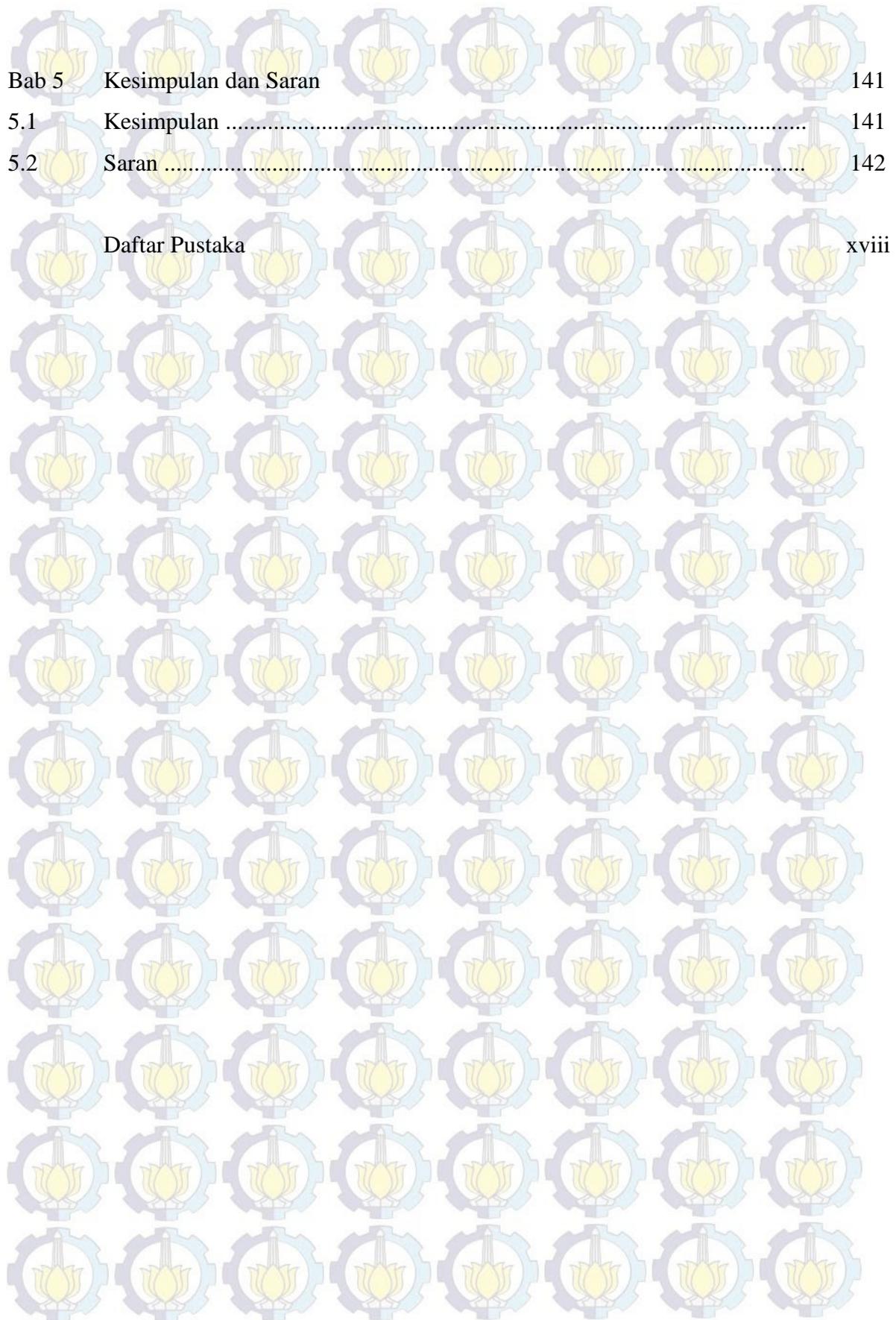
Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Abstrak	i
Abstract	iii
Kata Pengantar	v
Daftar Isi	vii
Daftar Gambar	xii
Daftar Tabel	xvii
Bab 1 Pendahuluan	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	7
1.3 Tujuan Penelitian	12
1.4 Manfaat Penelitian	12
1.5 Batasan Masalah	13
Bab 2 Kajian Pustaka dan Dasar Teori	
2.1 Penelitian Terdahulu	14
2.1.1 Penelitian Tentang Pengontrolan Aliran dengan Metode Pasif Penambahan <i>Wake Splitter</i> pada Tube Tunggal dan Susunan Tube	14
2.1.2 Penelitian Tentang Pengontrolan Aliran dengan Metode Pasif Penambahan Guide Plate pada Tube Tunggal dan Susunan Tube	28
2.2 Perpindahan Panas Konduksi dan Konveksi	
• Perpindahan Panas Konduksi	31
• Perpindahan Panas Konveksi	32
• Parameter Tanpa Dimensi	34
• Perpindahan Panas Konduksi dan Konveksi Secara Simultan	36
• Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Pada Silinder (Tube)	36
• Perpindahan Panas Konveksi Pada Aliran Eksternal Silinder	36

2.3	Lapisan Batas (<i>Boundary Layer</i>) pada <i>Bluff Body</i>	37
2.3.1	Lapisan Batas Kecepatan (<i>Velocity Boundary Layer</i>)	37
2.3.2	Lapisan Batas Panas (<i>Thermal Boundary Layer</i>)	39
2.4	Gaya Drag (Gaya Hambat)	40
2.5	Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Melintasi <i>Tube</i> Tunggal	41
2.5.1	Karakteristik Aliran Melintasi <i>Tube</i> Tunggal	41
2.5.2	Karakteristik Perpindahan Panas Melintasi <i>Tube</i> Tunggal	43
2.6	Pengaruh Penambahan <i>Splitter Plate</i> pada <i>Tube</i> terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi <i>Tube</i> Tunggal	45
2.6.1	Karakteristik Aliran Melintasi <i>Tube</i> Tunggal dengan Penambahan <i>Splitter Plate</i> pada Sisi Downstream	45
	• Fenomena <i>Vortex Shedding</i> Penyebab Vibrasi (<i>Vortex Induced Vibration</i>)	46
2.6.2	Karakteristik Perpindahan Panas <i>Tube</i> Tunggal dengan Penambahan <i>Splitter Plate</i> pada Sisi Downstream	49
2.7	Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan <i>Tube</i>	49
2.7.1	Karakteristik Aliran Melintasi Susunan <i>Tube</i>	49
2.7.2	Karakteristik Perpindahan Panas pada Fluida Melintasi Susunan <i>Tube</i>	51
	• Perpindahan Panas Pada Fluida dengan Aliran Melintang (<i>CrossFlow</i>) Pada Susunan <i>Tube</i>	51
2.8	Pengaruh Penambahan <i>Splitter Plate</i> pada <i>Tube</i> terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan <i>Tube</i>	53
2.9	Pengaruh Penambahan <i>Guide Plate</i> terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan <i>Tube</i>	54
	• Aliran dengan <i>Vortex Generator</i>	54
	• Aliran <i>Jet Impingement</i>	55
2.10	Metode Numerik	56
	• Aplikasi Simulasi Numerik <i>Computational Fluid Dynamics (CFD)</i> ...	56
	• Pendefinisian Tipe Batas dan Kontinum	56
	• Solver Segregated.....	57
Bab 3	Metodologi Penelitian	
3.1	Metode Pemodelan	59

3.2	Tahap Pre-Processing	60
3.2.1	Pembuatan Model atau Geometri	60
3.2.2	<i>Meshing</i>	67
	• Penentuan grid independent (<i>Grid Independency</i>)	67
3.2.3	Penentuan <i>Boundary Type</i>	70
3.3	Tahap Solver	71
3.3.1	Pendefinisian Model (<i>Solver, Viscous, Energy</i>)	72
	• Model Solver	72
	• Model Viscous	72
	• Energi	72
3.3.2	Pendefinisian Kondisi Operasi (<i>Operating Condition</i>)	73
3.3.3	Pendefinisian Material	73
3.3.4	Pembuatan Kondisi Periodik	73
3.3.5	Pendefinisian Kondisi Batas	75
3.3.6	Pendefinisian Kondisi Periodik	75
3.3.7	Penentuan Parameter Kendali Solusi (<i>Solution Controls</i>)	75
3.3.8	Monitoring Residual	76
3.3.9	Penentuan Nilai Tebakan Awal Medan Aliran (<i>Initialize</i>)	77
3.3.10	Perhitungan dengan Proses Iterasi	77
3.4	Tahap Post-Processing	77
3.5	Diagram Alir Penelitian	78
Bab 4	Hasil dan Pembahasan	79
4.1	Karakteristik Aliran Fluida	80
4.1.1	Kontur Aliran	80
4.1.1.1	Kontur Kecepatan	80
4.1.1.2	Kontur Tekanan	87
4.1.2	Pengaruh Penambahan <i>Splitter Plate</i> Pada Aliran Fluida	93
4.1.2.1	Vektor Kecepatan (<i>Velocity Vector</i>)	93
	• Vektor Kecepatan Tube T1	94
	• Vektor Kecepatan Tube T4	95

4.1.2.2	Koefisien Drag Lokal (<i>Local Drag Coefficient</i> - C_D)	95
	• Koefisien Drag Lokal Tube T1	97
	• Koefisien Drag Lokal Tube T4	99
4.1.2.3	Koefisien Tekanan Lokal (<i>Local Pressure Coefficient</i> - C_p)	100
	• Koefisien Tekanan Lokal Tube T1	100
	• Koefisien Tekanan Lokal Tube T4	105
4.1.2.4	Koefisien Drag Total	107
4.1.2.5	Pengaruh Panjang <i>Splitter plate</i> Pada Aliran Fluida	109
4.1.3	Pengaruh Penambahan <i>Guide plate</i> Pada Karakteristik Aliran Fluida	109
4.1.3.1	Vektor Kecepatan (<i>Velocity Vector</i>)	109
4.1.3.2	Koefisien Drag Lokal (<i>Local Drag Coefficient</i> - C_D)	111
4.1.3.3	Koefisien Tekanan Lokal (<i>Local Pressure Coefficient</i> - C_p)	111
4.1.3.4	Koefisien Drag Total	112
4.1.3.5	Pengaruh Bentuk <i>Guide plate</i> Pada Aliran Fluida	113
4.2	Karakteristik Perpindahan Panas	113
4.2.1	Kontur Temperatur	114
4.2.2	Pengaruh Penambahan <i>Splitter plate</i> Pada Perpindahan Panas	120
4.2.2.1	Laju perpindahan panas dan Distribusi Bilangan Nusselt	120
	• Distribusi Nusselt Number Tube T1	121
	• Distribusi Nusselt Number Tube T4	125
4.2.2.2	Perpindahan Panas Total dan Intensitas Turbulensi	127
4.2.2.3	Pengaruh Panjang <i>Splitter plate</i> Pada Nilai Perpindahan Panas	128
4.2.3	Pengaruh Penambahan <i>Guide plate</i> Pada Perpindahan Panas	128
4.2.3.1	Laju perpindahan panas dan Distribusi Bilangan Nusselt	128
	• Distribusi Nusselt Number Tube T1	130
4.2.3.2	Perpindahan Panas Total dan Intensitas Turbulensi	131
4.2.3.3	Pengaruh Bentuk <i>Guide plate</i> Pada Nilai Perpindahan Panas	133
4.3	Komparasi Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Seluruh Domain ..	134
4.4	Validasi Hasil Simulasi	137
	• Validasi <i>Trend Chart Local Pressure Coefficient</i>	137
	• Validasi <i>Trend Chart Surface Nusselt Number</i>	138

Bab 5	Kesimpulan dan Saran	141
5.1	Kesimpulan	141
5.2	Saran	142
	Daftar Pustaka	xviii



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Koefisien Drag Hasil Penelitian	16
Tabel 3.1	Dimensi Tube, Splitter Plate dan Guide Plate	61
Tabel 3.2	Hasil Grid Independency	67
Tabel 3.3	Monitoring Residual Pemodelan	76
Tabel 4.1	Komparasi kecepatan beberapa tube kritis pada domain 1, domain 2 dan domain 3	84
Tabel 4.2	Komparasi kecepatan beberapa tube kritis pada domain 1, domain 4 dan domain 5	87
Tabel 4.3	Komparasi tekanan beberapa tube kritis pada domain 1, 2 dan 3	92
Tabel 4.4	Komparasi tekanan beberapa tube kritis pada domain 4 dan 5	93
Tabel 4.5	Koefisien drag lokal untuk beberapa tube kritis	96
Tabel 4.6	<i>Turbulent kinetic energy</i> pada beberapa tube di daerah kritis	97
Tabel 4.7	Nilai koefisien drag lokal tube T1 sebelum dan sesudah modifikasi <i>splitter plate</i>	97
Tabel 4.8	Nilai koefisien drag lokal tube T4 sebelum dan sesudah modifikasi <i>splitter plate</i>	99
Tabel 4.9	Koefisien Drag Total Pada Susunan Tube Sebelum dan Sesudah Modifikasi <i>Splitter plate</i>	108
Tabel 4.10	Koefisien drag lokal pada tube T4 sebelum dan sesudah modifikasi <i>guide plate</i>	111
Tabel 4.12	Koefisien drag total sebelum dan sesudah modifikasi <i>guide plate</i> ..	113
Tabel 4.13	Nilai Surface Nusselt Number, Intensitas Turbulensi, dan Total Heat Transfer rate Pada Tube T1 dan T4	115
Tabel 4.14	Komparasi Bilangan Nusselt Pada Tube T1 dan T4	120
Tabel 4.15	Komparasi Laju Perpindahan Panas Pada Tube T1 dan T4	120
Tabel 4.16	Intensitas Turbulensi pada tube T1 dan T4	121
Tabel 4.17	Perpindahan panas total dan intensitas turbulensi untuk semua domain komputasi	127
Tabel 4.18	Komparasi Bilangan Nusselt Pada Tube T1 dan T4	129
Tabel 4.19	Komparasi Laju Perpindahan Panas Pada Tube T1 dan T4	129
Tabel 4.21	Laju perpindahan panas tube kritis sebelum dan sesudah modifikasi <i>guide plate</i>	136

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Letak Daerah Kritis <i>Surface Condensor</i> PLTU Paiton Unit 1	3
Gambar 2.1	(a) Tube Polos dan (b) Tube dengan Splitter Plate	14
Gambar 2.2	(a) <i>Coefisient of Pressure</i> vs Sudut dan (b) <i>Drag Coefisient</i> vs L/D	15
Gambar 2.3	Model Penelitian Pam Kruger, Miguel Marquez dan Scott Stolpaz	16
Gambar 2.4	Profil <i>wake</i> pada silinder sirkular polos	
Gambar 2.5	Profil <i>wake</i> pada silinder sirkular dengan <i>splitter plate</i>	
Gambar 2.6	Streamline (a) Tube tanpa splitter plate (b) Tube dengan splitter plate panjang $L=1/2D$	17
Gambar 2.7	Distribusi temperatur (a) Tube tanpa splitter plate (b) Tube dengan splitter plate panjang $L=1/2D$	18
Gambar 2.8	Posisi termokopel pada posisi tes di (a) tube polos (b) tube dengan splitter plate (c) tube dengan splitter bentuk V atau segitiga (d) posisi angular pada tube	23
Gambar 2.9	Distribusi Nusselt number vs Sudut Pada Silinder Sirkular	
Gambar 2.10	Distribusi Nusselt number vs Panjang Splitter Plate atau Splitter V Pada Silinder Sirkular	
Gambar 2.11	Pressure Drop vs Reynold Number Pada Silinder Sirkular	
Gambar 2.12	<i>Mean pressure distributions</i> pada <i>bare cylinder</i> (a) silinder dengan <i>frontal plate</i> (b), <i>wake plate</i> (c) <i>bilateral plates</i> (d).....	
Gambar 2.13	Representasi domain komputasi	23
Gambar 2.14	Streamline pada daerah dekat tube (a) tanpa splitter plate (b) dengan splitter plate	23
Gambar 2.15	Kontur temperatur (a) tanpa splitter plate (b) dengan splitter plate	24
Gambar 2.16	<i>Local nusselt number</i> pada bidang $x=4$ (a) susunan aligned (b) susunan staggerred	
Gambar 2.17	Silinder Sirkular yang di beri Slot untuk Pemasangan <i>Splitter Plate (Longitudinal Fin)</i>	26
Gambar 2.18	Distribusi Nusselt number vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Pertama Untuk Beberapa Variasi L/D	
Gambar 2.19	Distribusi Nusselt number vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Kedua Untuk Beberapa Variasi L/D	
Gambar 2.20	Distribusi Nusselt number vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Ketiga hingga Ke Dua Belas Untuk Beberapa Variasi L/D	

Gambar 2.21	(a) <i>Test Section</i> Penelitian (b) Geometri <i>Vortex Generator</i>	27
Gambar 2.22	Distribusi Perpindahan Panas Area Belakang VG	28
Gambar 2.23	Bentuk Impact Bar pada Perforated Distributor Secondary Reformer Effluent Waste Heat Boiler	29
Gambar 2.24	(a) Guide Plate Bentuk T (b) Penempatan Guide Plate T pada Sisi Upstream Silinder Sirkular	30
Gambar 2.25	Quasy-Steady Vortex Region pada Guide Plate T	31
Gambar 2.26	(a) <i>Coefisient of Pressure</i> vs Sudut (b) <i>Drag Coefisient</i> vs L/D	
Gambar 2.27	Perpindahan Panas Bidang Silindris dan Analogi Listriknya	37
Gambar 2.28	Karakteristik Aliran Laminer dan Turbulen pada Plat Datar	38
Gambar 2.29	Velocity Boundary Layer Sepanjang Plat Datar	39
Gambar 2.30	<i>Thermal Boundary layer</i> pada Permukaan Plat dengan Temperatur Konstan	40
Gambar 2.31	Letak titik separasi aliran laminar dan turbulen efek dari intensitas turbulensi aliran	41
Gambar 2.32	Profil Aliran Fluida Melintasi Silinder Sirkular Tunggal	42
Gambar 2.33	Hubungan antara Koefisien Drag (C_D) dengan Reynolds Number	45
Gambar 2.34	Variasi <i>Local Nusselt Number</i> dari Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal	46
Gambar 2.35	Skema Terbentuknya Shear Layer yang Selanjutnya akan Membentuk Vortek A dan B	47
Gambar 2.36	Skema Mekanisme Terjadinya Pelepasan Vortek (<i>Vortex Shedding</i>) pada Sebuah Silinder dalam Aliran Steady (penampang 2-D)	48
Gambar 2.37	Gaya Dinamis Pada Silinder Sirkular	48
Gambar 2.38	Susunan Tube (a) Aligned (b) Staggered	49
Gambar 2.39	Aliran Fluida Melintang (<i>crossflow</i>) Melewati Susunan Tube	52
Gambar 2.40	Beberapa contoh jenis sirip (<i>extended surface</i>)	53
Gambar 2.41	(a) Unconfined Impinging Jet (b) Confined Impinging Jet	55
Gambar 2.42	Prosedur Iterasi pada Formulasi <i>Solver Segregated</i>	58
Gambar 3.1	Domain Komputasi 1 (Aktual)	62
Gambar 3.2	Domain Komputasi 2	63
Gambar 3.3	Domain Komputasi 3	64

Gambar 3.4	Domain Komputasi 4	64
Gambar 3.5	Guide Plate Bentuk	65
Gambar 3.6	Domain Komputasi 5	66
Gambar 3.7	Guide Plate Bentuk T	67
Gambar 3.9	Meshing Interval Size 0,0025 Tri-Pave 2D pada Domain Komputasi	69
Gambar 3.10	Kondisi Batas Domain Komputasi pada Software Gambit 2.4.6 .	71
Gambar 3.11	Pembuatan Periodic Condition	74
Gambar 3.12	Diagram Alir Penelitian	78
Gambar 4.1	Tube segitiga kritis pada domain komputasi aktual	79
Gambar 4.2.a	Kontur kecepatan domain 1	80
Gambar 4.2.b	Kontur kecepatan daerah kritis domain 1	81
Gambar 4.3.a	Kontur kecepatan domain 2	81
Gambar 4.3.b	Kontur kecepatan daerah kritis domain 2	82
Gambar 4.4.a	Kontur kecepatan domain 3	83
Gambar 4.4.b	Kontur kecepatan daerah kritis domain 3	83
Gambar 4.5.a	Kontur kecepatan domain 4	84
Gambar 4.5.b	Kontur kecepatan daerah kritis domain 4	85
Gambar 4.6.a	Kontur kecepatan domain 5	86
Gambar 4.6.b	Kontur kecepatan daerah kritis domain 5	86
Gambar 4.7.a	Kontur tekanan domain 1	87
Gambar 4.7.b	Kontur tekanan daerah kritis domain 1	88
Gambar 4.8.a	Kontur tekanan domain 2	88
Gambar 4.8.b	Kontur tekanan daerah kritis domain 2	89
Gambar 4.9.a	Kontur tekanan domain 3	89
Gambar 4.9.b	Kontur tekanan daerah kritis domain 3	90
Gambar 4.10.a	Kontur tekanan domain 4	90
Gambar 4.10.b	Kontur tekanan daerah kritis domain 4	91
Gambar 4.11.a	Kontur tekanan domain 5	91
Gambar 4.11.b	Kontur tekanan daerah kritis domain 5	92
Gambar 4. 12	Posisi sudut pada tube	93
Gambar 4.13.a	Velocity vector domain 1	93

Gambar 4.13.b	Velocity vector domain 2	93
Gambar 4.13.c	Velocity vector domain 3	93
Gambar 4.14	Distribusi Cp lokal tube T1 dan T2 yang simetri (<i>similar</i>)	96
Gambar 4.15	Koefisien drag lokal pada beberapa tube disegitiga kritis	98
Gambar 4.16	Distribusi Cp Domain 1 (Aktual)	102
Gambar 4.17	Distribusi <i>local pressure coefficient</i> pada jurnal literatur (Qiu <i>et al</i>)	105
Gambar 4.18	<i>Coefisient of Pressure</i> (Cp) tube T1 domain 1 – domain 2 – domain 3	106
Gambar 4.19	Koefisien lift rata-rata vs bilangan reynolds	107
Gambar 4.20	Distribusi <i>Local Coefisient of Pressure</i> (Cp) tube T4 domain 1	108
Gambar 4.21	Distribusi <i>Local Coefisient of Pressure</i> (Cp) Pada Silinder untuk Aliran <i>Inviscid</i> , Laminar dan Turbulen	109
Gambar 4.22	Distribusi <i>Local Coefisient of Pressure</i> (Cp) Tube dengan <i>Splitter Plate</i> pada Baris Kedua	109
Gambar 4.23	Distribusi <i>Local Coefisient of Pressure</i> (Cp) tube T4 domain 2 dan 3	110
Gambar 4.24	Koefisien drag untuk <i>streamline body</i>	112
Gambar 4.25.a	Vektor kecepatan modif <i>guide plate</i>	110
Gambar 4.25.b	Vektor kecepatan modif <i>guide plate</i> T	110
Gambar 4.26	<i>Coefisient of Pressure</i> (Cp) tube T1 domain 4 – domain 5	114
Gambar 4.27.a	Kontur temperatur domain 1	114
Gambar 4.27.b	Kontur temperatur daerah kritis domain 1	117
Gambar 4.28.a	Kontur temperatur domain 2	119
Gambar 4.28.b	Kontur temperatur daerah kritis domain 2	119
Gambar 4.29.a	Kontur temperatur domain 3	120
Gambar 4.29.b	Kontur temperatur daerah kritis domain 3	121
Gambar 4.30.a	Kontur temperatur domain 4	121
Gambar 4.30.b	Kontur temperatur daerah kritis domain 4	122
Gambar 4.31.a	Kontur temperatur domain 5	122
Gambar 4.31.b	Kontur temperatur daerah kritis domain 5	123
Gambar 4.32	Distribusi <i>nusselt number</i> tube T1 pada domain 1	126

Gambar 4.33	Variasi <i>Local Nusselt Number</i> dari Aliran Fluida Melintasi Tube	127
Gambar 4.34	Distribusi <i>surface nusselt number</i> pada jurnal literatur (Raouf <i>et al</i>)	127
Gambar 4.35.a	Distribusi <i>Nusselt Number</i> tube T1 pada domain 1	128
Gambar 4.35.b	Distribusi Intensitas Turbulensi tube T1 pada domain 1	128
Gambar 4.36	Distribusi <i>nusselt number</i> tube T1 pada domain 1, domain 2 dan domain 3	128
Gambar 4.37	Distribusi <i>nusselt number</i> tube T4 pada domain 1	129
Gambar 4.38.a	Distribusi <i>Nusselt Number</i> Tube Baris Pertama, Suzairin <i>et al.</i>	130
Gambar 4.38.b	Distribusi <i>Nusselt Number</i> Tube Baris Kedua, Suzairin <i>et al.</i>	130
Gambar 4.39	Distribusi <i>nusselt number</i> tube T4 pada domain 2 dan 3	131
Gambar 4.40	Vektor Kecepatan Pada Tube T4	131
Gambar 4.41	Distribusi <i>nusselt number</i> tube T1 pada domain 1, domain 4 dan domain 5	134
Gambar 4.42	Laju perpindahan panas tube kritis sebelum dan sesudah modifikasi <i>guide plate</i>	137

DAFTAR PUSTAKA

1. Alakashi A.M. (April 2011), "Numerical study on heat transfer and fluid flow characteristic of tube bank with integral wake splitters (Effect of wake splitter length)", University Tun Hussein Onn Malaysia.
2. Alam Mahbub, Sakamoto H, Zhou Y (2006), "Effect of a T-shaped Plate on Reduction in Fluid Forces on Two Tandem Cylinders in A Cross-Flow", The Hong Kong Polytechnic University, Hung Hom Kowloon Hong Kong.
3. Apelt C.J dan West G.S (1974), "The Effect of Wake Splitter Plates on Bluff Body Flow in the Range $10^4 < R < 5 \times 10^4$ ", University of Queensland, Brisbane.
4. Bartlett, D.A. (1996), "The Fundamentals Of Heat Exchanger", American Institute of Physics.
5. Bruce Munson R, (2003), "Fundamentals of Fluid Mechanics", Fourth Edition, John Wiley and Sons, USA.
6. Buyruk. E, (1997), "*Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow*", Tr.J. of Engineering and Environmental Science, Tubitak, Turkey.
7. Chakrabarty S.G, (2012), "Flow and Heat Transfer Behaviour Accross Circular Cylinder and Tube Bank With and Without Splitter Plate", Nagpur India.
8. Chakrabarty S.G, (2013), "Experimental Analysis of Heat Transfer and Pressure Drop Behaviour of a Circular Cylinder with Passive Flow Control Technique", Nagpur India.
9. Chang, C.T, dkk (1993), sigle and Multiple Liquid Jet Impingement Heat Transfer, Heat Transfer and Turbulent Flow, ASME HTD, 246.
10. Cheng, L dan Wu, T (2003), Confined and Submerged Turbulent Jet Impingement Cooling Heat Transfer, School of Nuclear Engineering Purdue University.

11. Fluent Tutorial, (21 September 2006), "Modelling Periodic Flow and Heat Transfer", Fluent Inc.
12. Fox, R.W., Pritchard, P.J., McDonald, Alan.T. (2008), Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley and Sons, New York.
13. Garimella S.V dan Rice R.A (1995), "Confined and Submerged Liquid Jet Impingement Heat Transfer", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 117, No 4, pp 871-877.
14. Haldkar Vikram (Dec 2013) "Parametric analysis of surface condenser for thermal power plant", Gyan Ganga Institute of Engineering and Technology Jabalpur M P India.
15. Henze M, Von Wolfersdorf J, Weigand B, Dietz C.F, Neumann S.O, (2010), "Flow and Heat Transfer Characteristics Behind Vortex Generators - A Benchmark Dataset", Stuttgart University, Germany.
16. Hollman J.P. (1994) "Perpindahan Kalor", Penerbit Erlangga, Edisi keenam, Jakarta.
17. Incropera, F.P dan De Witt, D.P. (1996), "Fundamentals of Heat Transfer", Fifth Edition, John Wiley and Sons Inc., New York.
18. Jayavel S dan Tiwari S (2010), "Effect of Vortex Generators and Integral Splitter Plate on Heat Transfer and Pressure Drop for Lamina Flow Past Channel-Confined Tube Banks", Indian Institute of Technology Madras, Chennai India.
19. Krueger Pam and Stolpaz Miguel (2001), "Bluff Body Aerodynamics and Streamlining", Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Notre Dame.
20. Kurniasandy G (2005), "Pengaruh Rasio Chord terhadap Tebal dan Karakteristik Gaya Drag Benda yang Tercelup dalam Aliran Fluida", Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
21. Liou, T.M, (2000), Heat Transfer and Fluid Flow in a Square Duct With 12 Different Shaped Vortex Generator, Journal of Heat Transfer ASME.
22. Ozisik, M. N, (1985), "Heat Transfer : A Basic Approach", McGraw-Hill, NewYork.

23. Paul S.S, et al (2007), "Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Crossflow in a Staggered Tube Bundle", University of Manitoba, Canada.
24. Proceeding Seminar Nasional Thermofluids V (2013) Jurusan teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik Universitas Gadjah Mada
25. Qiu Y, Sun Y, Wu Y, Tamura Y, (2014), "Effects of Splitter plate and Reynolds Number on the Aerodynamic Loads Acting on a Circular Cylinder", Harbin China.
26. Roshko A. (July 1954), "On the Drag and Shedding Frequency of Two-Dimensional Bluff Bodies", National Advisory Committee For Aeronautics, Technical Note 3169.
27. Rice, R.A dan Garimella, S.V (1994), "Heat Transfer from Discrete Heat Sources Using an Axis Symmetric Submerged and Confined Liquid Jet", Proc 10th International Heat Transfer Conf, Vol.3, Brighton, UK.
28. Seri Suzairin Md, Faizal Mohd, Raghavan Vijay (2011), "Heat Transfer Studies in Tube Banks with Integral Wake Splitters", Int. Journal of Integrated Engineering, Vol 1, Malaysia.
29. Seri Suzairin Md, Faizal Mohd, Raghavan Vijay (2013), "Numerical simulation of cross-flow in a bank of tubes with three rows in the subcritical region of Reynolds" ICMER, Malaysia.
30. Solikan (2007), "Pengaruh Penambahan dan Jarak Impact Bar Terhadap karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada Perforated Distributor Secondary Reformer Effluent Waste Heat Boiler", Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
31. Tanner M (1998), "Theories for Base Pressure in Incompressible Steady Base Flow", Elsevier Science,Ltd.
32. Tista Putu Si (2009), "Pengaruh Variasi Jarak Penghalang Berbentuk Segitiga DiDepan Silinder Terhadap Koefisien Drag", Universitas Udayana, Bali.
33. Tiwari. S, Chakraborty. D, Biswas G. Panigrahi. P.K, (2004), "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Channel in the Presence of a

Built-in Circular Tube With and Without an Integral Wake Splitter”, Indian Institute of Technology Kanpur, India.

34. Tjandrapurnawan, R (2012), “Pengaruh Bentuk Impact Bar Terhadap karakteristik Aliran dan Peppindahan Panas Pada Perforated Distributor Secondary Reformer Effluent Waste Heat Boiler”, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
35. Widodo A.W, Yuwono Triyogi, indiyono P, Aryawan D. W (2009), “Pengendalian Aliran Pasif Pada Silinder Sirkular dengan Inlet Disturbance Body Berbentuk Silinder Ellips ($A/R = 1/4$)”, Jurnal Teknik Mesin Vol 11, Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
36. www.afs.enea.it/fluent/public/chp22 Chapter 22 “Using The Solver”

BIOGRAFI



Dina Yuanita, lahir di Surabaya 28 Februari 1984. Memulai pendidikan formal di Sekolah Dasar Wachid Hasyim Surabaya kemudian melanjutkan ke SMPN 17 Surabaya dan SMUN 16 Surabaya. Selanjutnya pada tahun 2002 penulis melanjutkan pendidikan Strata-1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dengan Jurusan Teknik Kimia hingga tahun 2006. Setelah menamatkan pendidikan S1 penulis bekerja di PT. HM Sampoerna mulai tahun 2007 hingga 2008 di bagian *quality assurance* pada divisi *product development*.

Mulai tahun 2008 hingga sekarang penulis bekerja di PT PJB Services di Kantor Pusat di subdit diklat dan knowledge management dan terakhir pada subdit management *operation and maintenance*. Atas program beasiswa pasca sarjana dari PT PJB Services di tahun 2013 penulis menempuh pendidikan Strata-2 di Teknik Mesin ITS dengan bidang keahlian rekayasa energi hingga 2015.

Dengan adanya tesis ini, penulis berharap akan dapat menambah ilmu pengetahuan dan wawasan agar dapat bermanfaat khususnya bagi diri penulis sendiri dan umumnya bagi pembaca tesis ini. Untuk memudahkan saran dan kritik maka berikut alamat email penulis: dinta@pjbservices.com.

BAB 1 PENDAHULUAN

1. 1. Latar Belakang

Dalam dunia industri, fenomena perpindahan panas dari material atau fluida yang mempunyai temperatur lebih tinggi ke material atau fluida yang mempunyai temperatur lebih rendah dimanfaatkan untuk keperluan proses dengan menggunakan suatu alat yang disebut alat penukar kalor (*heat exchanger*). Dalam aplikasinya *heat exchanger* ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan temperatur fluida dan mengubah suatu fasa fluida.

Heat exchanger mempunyai peranan sangat penting di dalam dunia industri. Misal dalam industri pembangkit tenaga listrik, terdapat *heat exchanger* seperti *economizer*, *low pressure heater* dan *high pressure heater* berfungsi memanaskan *feed water* sebelum masuk ke *boiler* menggunakan panas dari *exhaust gas* (gas buang). Selain itu *heat exchanger* juga merupakan komponen utama dalam sistem mesin pendingin, yaitu berupa *evaporator* dan *condenser*. Sehingga secara *overall*, *heat exchanger* berperan dalam peningkatan efisiensi sistem pada industri pembangkit tenaga listrik.

Proses perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui kontak langsung maupun kontak tidak langsung (melalui dinding pemisah). Ditinjau dari konstruksinya ada beberapa macam alat penukar kalor yang salah satunya adalah tipe *shell and tube* (*shell and tube heat exchanger*).

Salah satu *heat exchanger* yang sangat penting pada industri pembangkit tenaga listrik adalah *surface condenser* yang merupakan jenis *shell and tube heat exchanger*. Berdasarkan data hasil tes performance di suatu PLTU menunjukkan adanya penurunan *performance* pada peralatan *surface condenser* berupa penurunan nilai perpindahan panas serta terdapat kondisi *noise* yang cukup tinggi pada *surface condenser* tersebut. Hal ini dimungkinkan adanya kondisi aliran turbulen yang cukup tinggi sehingga mengakibatkan nilai *pressure drop* yang tinggi dan *vibrasi* cukup tinggi pada susunan *tube surface condenser*. Adanya

penurunan performance tersebut dapat mempengaruhi efisiensi PLTU secara keseluruhan.

Haldkar V (2013) menyatakan penurunan *performance surface condenser* baik disebabkan oleh deviasi temperatur inlet air pendingin, deviasi flow rate serta tekanan *surface condenser* dapat menyebabkan penurunan efisiensi *power plant* rata-rata sebesar 2,7%. Sehingga dapat dikatakan bahwa *surface condenser* sebagai penyerap panas memiliki peran yang penting dalam menciptakan kinerja pembangkit listrik yang handal. Sehingga perlu dilakukan adanya pengoperasian dan pemeliharaan yang tepat serta modifikasi engineering pada *surface condenser* dalam rangka mempertahankan atau meningkatkan performance *surface condenser* [14].

Dengan adanya penurunan nilai performance pada *heat exchanger* diatas maka dilakukan tindakan pemeliharaan berupa *chemical cleaning* dan beberapa pengujian seperti uji *eddy current*, *non destructive test*, pengukuran vibrasi dan uji *metalography*.

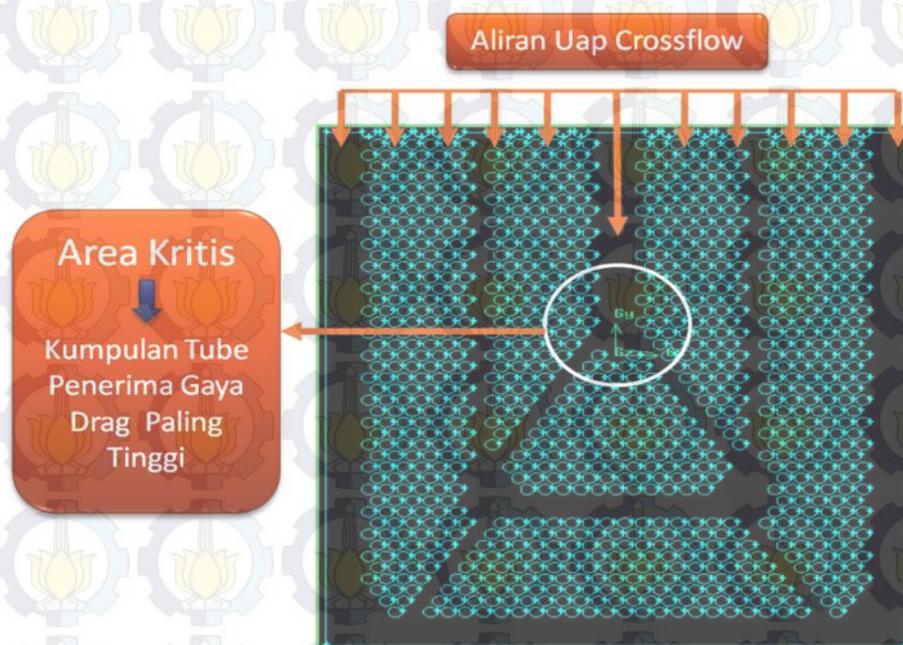
Dari tindakan pemeliharaan dan pengujian tersebut didapatkan hasil ditemukan adanya kerusakan *tube*. Berdasarkan *manual book* disebutkan bahwa *heat exchanger* tersebut menggunakan *tube* berbahan titanium. Sehingga penurunan kinerja *heat exchanger* akibat permasalahan korosi dapat diabaikan. Hal ini dikarenakan bahan titanium mempunyai ketahanan yang cukup tinggi terhadap berbagai jenis dan bentuk korosi.

Sehingga kemungkinan besar permasalahan kerusakan *tube heat exchanger* tersebut dikarenakan adanya aliran uap yang tidak terkontrol dengan baik. Debit dan kecepatan aliran uap masuk *heat exchanger* tersebut cukup besar sehingga dapat menimbulkan vibrasi pada *tube heat exchanger* dan dalam jangka waktu tertentu maka akan dapat menyebabkan gesekan antar *tube* atau dengan *baffle* sehingga terjadi kerusakan *tube*.

Kerusakan *tube* tersebut ditemukan pada lokasi yang bervariasi, sebagian besar berlokasi di area *tube* yang menerima beban aliran uap yang tinggi (daerah kritis), beberapa terjadi pada area dekat *tubesheet* pada bagian *outlet heat exchanger* serta di sekitar *tube* yang ditutup (*plugging tube*).

Daerah yang ditandai dengan lingkaran warna putih pada gambar 1.1 merupakan daerah yang menerima gaya dinamik paling besar. Daerah ini disebut daerah kritis dimana terjadi kerusakan *tube* paling banyak. Gaya dinamik yang bekerja pada *tube* adalah gaya *drag* yang searah dengan aliran dan gaya *lift* yang tegak lurus dengan aliran.

Berikut adalah gambar posisi letak daerah kritis pada susunan *tube heat exchanger* dimana daerah ini menerima beban aliran uap yang tinggi sehingga kerusakan *tube* banyak ditemukan disekitarnya:



Gambar 1.1 Letak daerah kritis pada susunan *tube heat exchanger*

Berdasarkan permasalahan diatas maka perlu dilakukan pengontrolan aliran uap agar dapat dihindarkan adanya tumbukan aliran uap yang terlalu tinggi pada *tube* didaerah kritis khususnya pada *tube* baris pertama sehingga kerusakan *tube* dapat dihindari. Pengontrolan aliran berfungsi juga untuk menghemat energi uap dalam melewati *bluff body* sehingga dapat mengurangi nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) pada susunan *tube* kritis tersebut.

Pada umumnya teknik pengontrolan aliran fluida pada *bluff body* (dalam hal ini *tube heat exchanger*) diklasifikasikan dalam dua metode, yaitu metode pengontrolan aktif dan metode pengontrolan pasif. Metode pengontrolan aktif berfungsi untuk mengontrol aliran fluida dengan cara menyuplai energi dari luar

seperti penambahan hembusan jet. Sedangkan metode pengontrolan pasif yaitu mengontrol aliran fluida dengan cara memodifikasi bentuk *bluff body* dengan cara menempatkan alat tambahan seperti plat atau batang pengontrol aliran, menempelkan elemen tambahan seperti *splitter plate* ke *bluff body* serta menambah kekasaran permukaan. Metode pengontrolan aktif memerlukan peralatan yang kompleks untuk menyuplai energi dari luar kepada aliran. Sedangkan metode pengontrolan pasif lebih mudah untuk diaplikasikan oleh karena itu penelitian ini mengambil metode pengontrolan pasif [18].

Penelitian ini dilakukan pada sisi luar *tube (external flow) heat exchanger*. Uap mengalir *crossflow* melewati permukaan *tube* secara turbulen dengan nilai *Reynold Number* 10^6 . Penelitian ini merupakan modifikasi dari kondisi aktual yaitu menggunakan metode pengontrolan pasif berupa penambahan *splitter plate* yang ditempelkan pada sisi *downstream tube* kritis dengan variabel panjang $L=1/2D$ dan $L=D$ dan berupa penambahan *guide plate* pada sisi *upstream* dengan bentuk \square pada jarak horisontal dari *tube* kritis $S/D = 1,5$ dan bentuk T dengan jarak horisontal dari *tube* kritis $S/D = 1$ dalam rangka mengurangi gaya *drag* pada susunan *tube* kritis *heat exchanger*.

Aliran fluida *viscous* saat melewati silinder maka akan mempunyai karakteristik seperti mengalami stagnasi, *boundary layer*, separasi dan *wake* di belakang *tube*. Sedangkan silinder yang terendam dalam fluida *viscous* tersebut akan mengalami gaya *drag* dan gaya *lift*. Gaya *drag* erat hubungannya dengan separasi aliran. Semakin awal terjadi separasi mengakibatkan daerah *wake* akan semakin lebar sehingga gaya *drag* semakin meningkat. Oleh karena itu, dengan mengendalikan medan aliran fluida melalui metode pasif sangat berguna dalam hal upaya mengurangi gaya *drag*. Dalam hal perpindahan panas, nilai perpindahan panas tertinggi pada suatu silinder umumnya terletak pada titik stagnasi yang kemudian menurun hingga mencapai nilai perpindahan panas terendah pada titik separasi. Sehingga dengan semakin menunda titik separasi pada silinder maka akan meningkatkan nilai perpindahan panas pada silinder tersebut. Oleh karena itu banyak penelitian yang dilakukan dengan tujuan untuk mengurangi gaya *drag* yang terdapat pada *bluff body*.

Penelitian terdahulu menunjukkan adanya beberapa cara untuk mengurangi gaya *drag* pada *bluff body* diantaranya adalah dengan memberikan pengganggu pada silinder utama yaitu berupa body pengganggu dengan bentuk silinder, atau *guiding plate* dengan bentuk bervariasi [23]. Metode lain yaitu dengan mengiris silinder dengan sudut irisan tertentu atau dengan menambahkan suatu bentuk *streamline body* dibelakangnya seperti penambahan *splitter plate* yang berbentuk *rectangular* maupun *triangular* [37].

Chakrabarty, S.G (2012) meneliti karakteristik aliran dan perpindahan panas pada aliran melintang melalui *tube* dan *tube bank* dengan variabel menggunakan dan tanpa menggunakan *splitter plate*. Dengan adanya *splitter plate* maka dapat meredam *vortex shedding* pada daerah *wake* serta dapat menurunkan tekanan *drag* secara signifikan. Dengan penambahan *splitter plate* dapat meningkatkan nilai perpindahan panas total akibat adanya area tambahan yang diciptakan akibat adanya *splitter plate* tersebut [6].

Chakrabarty S.G,dkk (2013) meneliti karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan dengan metode eksperimen pada silinder tunggal dengan menggunakan teknik pengontrolan pasif aliran. Pada penelitian ini digunakan sebuah silinder dengan 3 variabel yaitu silinder polos, silinder dengan tambahan bentuk V dan silinder dengan tambahan *splitter plate* dengan panjang $L=D$, $L=1.5D$ dan $L=2D$.

Penambahan *splitter plate* dapat menunda titik separasi dan mempersempit daerah *wake*. *Splitter plate* menjadikan perpindahan panas konveksi semakin menurun akibat menurunnya intensitas turbulensi. Namun dengan adanya *extended surface* dari *splitter plate* penurunan perpindahan panas konveksi dikompensasi dengan perpindahan panas konduksi melalui *extended surface* tersebut. Sehingga secara keseluruhan dengan adanya *splitter plate* terjadi peningkatan nilai perpindahan panas dibandingkan dengan tanpa *splitter plate*.

Sedangkan untuk penambahan *splitter V* menunjukkan hasil *nusselt number* yang paling kecil hal ini karena efek turbulensi yang menurun cukup besar sehingga perpindahan panas konveksi cukup besar dan tidak dapat dikompensasi dengan *extended surface* dari *splitter V*. Penggunaan pengontrolan aliran metode pasif dengan *splitter plate* maupun *splitter V* sangat efektif dalam

menurunkan penurunan tekanan (*pressure drop*) dibandingkan pada silinder sirkular polos.

Seri,dkk (2011) meneliti mengenai perpindahan panas pada *tube bank* dengan aliran melintang dengan menggunakan *integral wake splitter plate* dengan kondisi *heat flux* konstan pada range *reynold number* 5×10^3 hingga 10^5 . Didapatkan laju perpindahan tertinggi untuk variabel dengan $L/D=1$. Distribusi *nusselt number* menunjukkan perpindahan panas bagian depan *tube* lebih tinggi dibanding bagian belakang *tube*. Perpindahan panas terendah di bagian belakang merupakan akibat dari adanya pengurangan turbulensi secara maksimum oleh *splitter plate*. Perpindahan panas pada ujung *splitter plate* menunjukkan angka yang lebih tinggi dibandingkan dengan titik stagnasi pada bagian depan *tube*. Hal ini disebabkan meningkatnya turbulensi pada ujung *splitter plate*. Dengan adanya *splitter plate* terjadi penundaan titik separasi dibandingkan dengan *tube* polos. Namun pada *tube* dengan menggunakan *splitter plate* nilai *nusselt number* masih terus naik pada bagian akhir atau pada sisi *downstream*. Hal ini menunjukkan adanya perpindahan panas tambahan berupa perpindahan panas konduksi dari *extended surface splitter plate* tersebut [31].

Krueger,dkk (2001) meneliti besarnya koefisien *drag* (C_D) dan profil daerah *wake* pada silinder sirkular dengan variasi penambahan *short taper*, *long taper* dan *splitter plate* dengan nilai bilangan reynold 5×10^4 , 10×10^4 dan 13.5×10^4 . Didapatkan hasil bahwa silinder sirkular polos menghasilkan koefisien *drag* paling besar yaitu 1.62 sedangkan untuk silinder sirkular dengan penambahan *splitter plate* dibelakangnya didapatkan hasil koefisien *drag* yang paling kecil yaitu 0.73. Adanya penambahan *splitter plate* pada silinder sirkular maka dapat menurunkan koefisien tekanan (*coefisient of pressure - C_p*) dan mempersempit range nilai koefisien tekanan yaitu dari range nilai -0,1 hingga -0,6 menjadi -0,25 hingga -0,65. Profil *wake* menunjukkan bahwa daerah *wake* yang dihasilkan oleh silinder sirkular polos lebih lebar dibandingkan dengan silinder dengan *splitter plate*.

Tjandrapurnawan (2012) meneliti tentang pengaruh bentuk *impact bar* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *perforated distributor secondary reformer effluent waste heat boiler* dengan metode simulasi CFD. Pada

penelitian ini digunakan nozzle dengan diameter 7 mm dan didasarkan pada kecepatan maksimum yaitu 31 m/s. Bentuk impact bar yang digunakan adalah tipe C U, V-45 U, V45-D, V-60 U dan V-60 D. Hasil simulasi menunjukkan adanya perbedaan pola aliran akibat adanya perbedaan bentuk impact bar sehingga didapatkan laju perpindahan panas yang berbeda pula. Bentuk V-45 U memberikan hasil yang terbaik untuk perpindahan panas sedangkan tipe C U memberikan laju perpindahan panas yang paling kecil. Dari sisi kerugian tekanan bentuk V-45 U juga menyebabkan kerugian yang paling kecil sedangkan bentuk V-60 D memberikan kerugian yang paling besar.

Alam,dkk (2006) meneliti efek adanya penambahan *guide plate* bentuk T di sisi upstream silinder sirkular 2 baris dengan dimensi plat T yaitu 5 x 49 mm. Dari hasil eksperimen dapat disimpulkan bahwa *guide plate* bentuk T dapat mengurangi gaya dinamis yang mengenai 2 silinder sirkular pada *reynold number* $6,5 \times 10^4$. Dimana *guide plate* bentuk T ini mengontrol aliran sebelum mengenai silinder sirkular utama sehingga gaya *drag* dapat diminimalisir. Jarak optimum yang menghasilkan pengurangan gaya dinamis terbesar yaitu pada saat panjang arah longitudinal plat T sebesar 0,7 hingga 1 kali diameter silinder sirkular.

1. 2. Perumusan Masalah

Dari tindakan pemeliharaan dan beberapa pengujian yang dilakukan pada *surface condenser* terkait dengan adanya penurunan *performance heat exchanger* tersebut, didapatkan hasil adanya kerusakan *tube* yang disebabkan oleh gaya atau beban *impact* yang tinggi akibat adanya tumbukan aliran uap dengan debit dan kecepatan yang cukup besar. Adanya beban tumbukan aliran uap tersebut dapat menyebabkan vibrasi pada *tube* sebagai akibat dari gaya *drag* yang cukup besar. Dalam rangka menghindari adanya kerusakan *tube* pada daerah kritis tersebut maka perlu dilakukan penelitian berupa modifikasi pada susunan *tube* yang didasarkan pada penelitian terdahulu.

Penelitian ini berupa modifikasi pada susunan *tube* yaitu dengan adanya penambahan *splitter plate* pada sisi *downstream tube* dan *guide plate* pada sisi *upstream tube bank*. Adanya plat tambahan pada sisi *downstream* secara umum bertujuan untuk mengurangi adanya interaksi antar vortex pada daerah *wake* yang

mana dapat menyebabkan *vortex shedding* dan akhirnya menimbulkan vibrasi pada *tube*. Sedangkan penambahan plat pada sisi *upstream* secara umum bertujuan untuk mempengaruhi bentuk aliran yang menuju daerah stagnasi tube [26].

Pada penelitian ini digunakan metode pemodelan dengan simulasi numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan 5 (lima) variasi bentuk geometri domain komputasi sebagai berikut:

1. Domain komputasi 1 yaitu susunan *tube* sebelum modifikasi.

Domain komputasi 1 merupakan gambaran kondisi susunan *tube* polos tersusun *staggered* seperti pada gambar 1.1. Terdapat 1036 tube pada domain komputasi 1 yang akan disimulasikan dengan program Fluent 6.3.26.

2. Domain komputasi 2 yaitu susunan *tube* setelah modifikasi dengan *splitter plate* pada sisi *downstream* dengan panjang $L = \frac{1}{2} D$.

Dimensi *splitter plate* pada domain komputasi 2 adalah panjang 0,0127 m dan ketebalan 0,0016 m, hal ini didasarkan pada penelitian terdahulu oleh [31]. Selanjutnya penelitian tersebut akan dijadikan acuan validasi berupa perbandingan *trend chart* data hasil penelitian.

Penambahan atau penempelan *splitter plate* pada *tube* dimaksudkan untuk memecah daerah *wake* agar dapat mengurangi kontak antar vortex kanan dan kiri yang dihasilkan dari aliran melewati *tube*. Dengan berkurangnya kontak antar vortex maka dapat mengurangi adanya interaksi antar vortex yang dapat menyebabkan adanya pelepasan vortex atau yang disebut dengan mekanisme *vortex shedding*. Dimana jika terdapat *vortex shedding* yang berlebih maka dapat menimbulkan vibrasi pada *tube* dan selanjutnya dapat menimbulkan kerusakan pada *body tube*.

Dengan adanya *splitter plate* diharapkan dapat menunda titik separasi pada tube sehingga dengan tertundanya titik separasi aliran akan mempersempit daerah *wake* di belakang silinder yang mengakibatkan *drag* (hambatan). Semakin lambat terjadinya separasi aliran maka pembentukan daerah *wake* akan semakin sempit sehingga *drag* akan semakin kecil.

3. Domain komputasi 3 yaitu susunan *tube* setelah modifikasi dengan *splitter plate* pada sisi *downstream* dengan panjang $L = D$.

Dimensi *splitter plate* pada domain komputasi 3 yaitu panjang 0,0254 m dan ketebalan 0,0016 m hal ini didasarkan pada penelitian [31] dimana dari hasil eksperimen didapatkan laju perpindahan panas tertinggi yaitu variabel *splitter plate* dengan $L/D = 1$.

Penambahan *splitter plate* (*streamline body*) dibelakang dapat menurunkan *adverse pressure gradient* yang terjadi dibelakang *tube*. Hal tersebut akan menyebabkan aliran fluida akan lebih mudah untuk melewati *body tube* tersebut sehingga separasi yang terjadi dapat lebih tertunda yang berarti gaya drag menjadi lebih kecil.

Semakin panjang *splitter plate* maka luasan *streamline body* lebih besar maka *adverse pressure gradient* yang terdapat dibelakang *body tube* akan semakin kecil namun gaya hambat gesek (*friction drag*) terhadap permukaan body semakin besar. Hal ini mempengaruhi besarnya gaya drag secara keseluruhan. Dengan variabel panjang *splitter plate* yang berbeda pada domain komputasi 2 dan domain komputasi 3 maka akan dapat terlihat panjang *streamline body* yang optimal bagi tube *surface condenser*.

4. Domain komputasi 4 yaitu susunan *tube* setelah modifikasi dengan *guide plate* bentuk  pada sisi *upstream* dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1,5$.

Pemilihan *guide plate* bentuk  didasarkan pada penelitian terdahulu [23,34] dimana didapatkan kesimpulan bahwa penggunaan *guide plate* bentuk V-45 U () memberikan hasil yang terbaik untuk perpindahan panas dan dari sisi kerugian penurunan tekanan bentuk V-45 U juga menyebabkan kerugian yang paling kecil.

Adanya aliran uap yang besar pada saluran menuju titik kritis maka hal ini dapat di analogikan sebagai aliran *jet impingement*. Aliran *jet impingement* ini membuat adanya konsentrasi gaya drag yang tinggi sehingga menimbulkan banyaknya denting pada tube sekitar titik kritis [34].

Dengan adanya penambahan *guide plate* maka diharapkan tube pada daerah kritis dapat terlindungi sehingga dengan berkurangnya gaya drag

maka kerusakan tube dapat dihindari. Bentuk *guide plate* bertujuan agar aliran uap dapat mengarah menuju saluran samping segitiga sehingga aliran lebih terarah sehingga diharapkan nilai *pressure drop* semakin kecil.

Adanya *guide plate* menyebabkan gaya drag pada tube segitiga kritis sangat kecil hal ini karena aliran fluida uap diarahkan ke tube sebelah kanan dan kiri dari *guide plate*. Sehingga gaya drag yang diterima oleh tube samping tersebut akan meningkat namun *guide plate* memberikan distribusi aliran yang cukup bagus sehingga aliran fluida uap tidak terkonsentrasi pada tube-tube tertentu saja. Kenaikan sedikit gaya drag pada tube samping kiri kanan *guide plate* masih jauh lebih kecil dibandingkan dengan pengurangan gaya drag pada tube segitiga kritis, sehingga secara keseluruhan dapat menurunkan total gaya drag pada tube *surface condenser* di domain komputasi 3.

5. Domain komputasi 5 yaitu susunan *tube* setelah modifikasi dengan *guide plate* bentuk T pada sisi *upstream* dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1$.

Pemilihan *guide plate* bentuk T didasarkan pada penelitian terdahulu [2], dimana adanya penambahan *guide plate* bentuk T di sisi *upstream* dengan dimensi panjang head T yaitu 5 mm dan panjang trail T sama dengan diameter silinder ($S/D = 1$) dapat mengurangi gaya dinamis yang mengenai 2 silinder sirkular paling optimum pada *reynold number* $6,5 \times 10^4$. Dimana *guide plate* bentuk T ini mengontrol aliran sebelum mengenai silinder sirkular utama sehingga gaya *drag* dapat diminimalisir.

Bentuk *guide plate* T bertujuan agar aliran uap sebelum mengenai tube kritis dapat menumbuk terlebih dahulu pada plat T tersebut dan selanjutnya aliran dapat mengarah menuju saluran samping segitiga sehingga aliran lebih terarah sehingga diharapkan nilai *pressure drop* semakin kecil.

Dengan adanya *guide plate* T daerah dibelakang *guide plate* (daerah *upstream* tube kritis) terdapat *quasi steady vortex region* dari fluida yang berada di dalam daerah tersebut. *Quasi steady vortex* ini berfungsi sebagai *slider* sehingga fluida yang mengalir di atasnya bisa mengalir tanpa ada hambatan atau gesekan [2].

Hambatan pada aliran dapat menyebabkan turunnya energi dari fluida tersebut yang sering disebut dengan kerugian tinggi tekanan (*head loss*) atau penurunan tekanan (*pressure drop*) yang disebabkan oleh pengaruh gesekan fluida (*friction losses*) dan perubahan pola aliran terjadi karena fluida harus mengikuti bentuk dari dindingnya.

Pada penelitian ini tipe aliran adalah aliran turbulen dimana hambatan aliran turbulen dipengaruhi oleh kekentalan fluida dan kekasaran permukaan tube. Sehingga dengan menurunnya koefisien gesek maka dapat menurunkan nilai *pressure drop* pada tube kritis.

Modifikasi berupa *splitter plate* diharapkan dapat menurunkan nilai *pressure drop* susunan tube didaerah kritis, hal ini dikarenakan dengan adanya *splitter plate* pada tube dapat menunda titik separasi, memperkecil daerah *wake* serta meredam *vortex shedding* pada daerah *wake*. Dalam hal perpindahan panas, dengan adanya *splitter plate* pada tube maka terdapat penambahan area perpindahan panas pada *body* silinder, hal ini dapat meningkatkan nilai perpindahan panas secara keseluruhan akibat adanya peningkatan nilai perpindahan panas konduksi pada *body splitter plate*.

Modifikasi berupa *guide plate* diharapkan dapat menurunkan nilai *drag force* pada susunan tube didaerah kritis. Susunan tube tersebut akan terlindungi oleh *guide plate*. Sehingga kerusakan tube dapat dihindari. Adanya penurunan perpindahan panas pada susunan tube didaerah kritis dapat dikompensasi oleh naiknya perpindahan panas didaerah samping *guide plate*. Sehingga nilai perpindahan panas secara keseluruhan masih dapat terjaga pada kondisi optimum.

Indikator aliran yang dihubungkan dengan kecepatan masuk fluida untuk susunan tube staggered dengan dua (2) variabel pengujian yaitu dengan *splitter plate* dan *guide plate*. Hal ini akan disimulasikan dengan menggunakan software FLUENT yang akan ditampilkan sebagai distribusi dan kontur kecepatan serta distribusi dan kontur tekanan. Sedangkan indikator perpindahan panas (*heat transfer*) akan disimulasikan dengan menggunakan software FLUENT yang akan ditampilkan sebagai kontur temperatur visual, distribusi koefisien perpindahan panas dan distribusi *nusselt number*.

Selanjutnya untuk validasi hasil penelitian terdapat dua (2) cara. Pertama, dilakukan *grid independency* agar hasil simulasi yang didapatkan merupakan hasil yang tepat dan tidak mengalami perubahan hasil saat *grid* diubah-ubah. Kedua, selain *grid independency*, hasil simulasi juga akan dibandingkan dengan literature terdahulu.

1. 3. Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk:

1. Mengetahui dan menganalisa karakteristik aliran uap pada daerah kritis *tube banks* (area *tube* yang menerima beban aliran uap yang tinggi atau gaya dinamis yang tinggi), yaitu berupa:
 - a. Mengetahui dan menganalisa pengaruh penambahan *splitter plate* dan *guide plate* pada koefisien drag total dan lokal yang dihasilkan pada *tube* kritis.
 - b. Menganalisa kontur distribusi nilai kecepatan dan tekanan berdasarkan hasil simulasi pada *tube bank* yang telah dimodifikasi.
2. Mengetahui dan menganalisa karakteristik perpindahan panas pada daerah kritis *tube banks* (area *tube* yang menerima beban aliran uap yang tinggi atau gaya dinamis yang tinggi), yaitu berupa:
 - a. Mengetahui dan menganalisa pengaruh penambahan *splitter plate* dan *guide plate* terhadap distribusi nilai *nusselt number* pada *tube* kritis.
 - b. Menganalisa kontur distribusi temperatur berdasarkan hasil simulasi pada *tube bank* yang telah dimodifikasi.

1. 4. Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah memberikan referensi mengenai pengaruh adanya penambahan *splitter plate* dan *guide plate* terhadap karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas pada susunan *tube staggered* yang menyerupai model aktual pada penelitian ini khususnya di daerah kritis yaitu di area *tube* yang menerima beban aliran uap yang tinggi untuk menghindari terjadinya kerusakan pada *tube* karena beban tumbukan tersebut.

1. 5. Batasan Masalah

Penelitian ini menggunakan software FLUENT 6.3.26. dengan menggunakan batasan masalah dan asumsi sebagai berikut:

1. Fluida yang mengalir pada *heat exchanger* dalam kondisi *steady*, *incompressible flow* dan *single phase*.
2. Propertis *tube* dianggap konstan.
3. Temperatur *tube* dianggap *uniform*.
4. Tidak ada *fouling* dan *scalling* baik di internal maupun di eksternal *tube*.
5. Menggunakan model turbulensi k-epsilon standard (k- ϵ).
6. Asumsi modeling dua dimensi (2D).
7. Fluida kerja yang digunakan adalah uap (*saturated steam*).
8. Analisa karakteristik perpindahan panas dan aliran uap hanya dilakukan pada daerah kritis pada susunan *tube*.

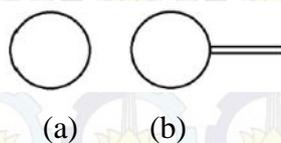
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2. 1. Penelitian Terdahulu

2.1.1. Penelitian Tentang Pengontrolan Aliran dengan Metode Pasif Penambahan *Wake Splitter plate* pada Tube Tunggal dan Susunan Tube

➤ Penambahan *Splitter plate* pada Tube Tunggal

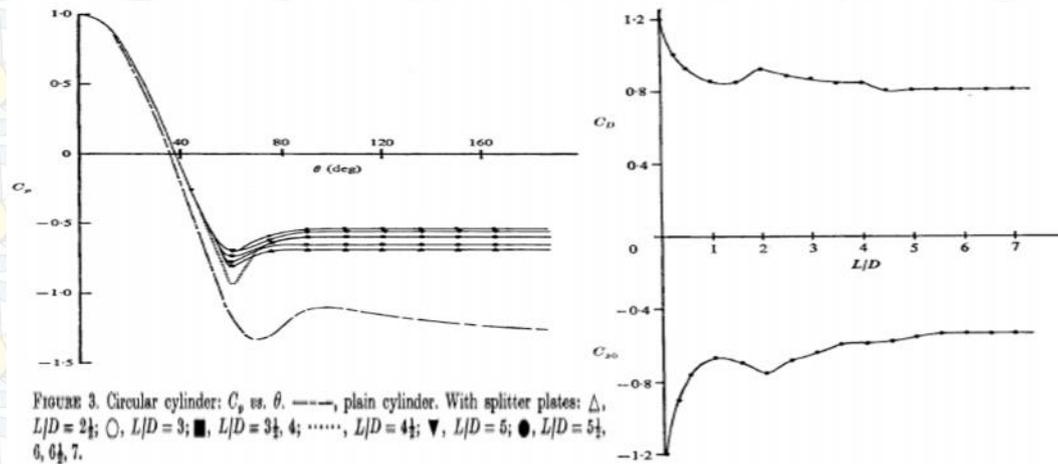
Roshko (1954) adalah salah satu peneliti pertama yang mempelajari pengaruh *splitter plate* pada *vortex shedding*. *Splitter plate* adalah sirip longitudinal (*longitudinal fin*), yang ditambahkan pada *tube* pada *downstream* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1. Roshko melakukan penyelidikan perubahan pola aliran secara eksperimental pada silinder sirkular dengan menempatkan *splitter plate* pada *downstream* dengan nilai *Reynolds number* 14.500. Diamati bahwa ketika panjang *splitter plate* adalah 5D (lima kali diameter) *vortex shedding* benar-benar hilang dan *pressure drag* berkurang secara signifikan. *Splitter plate* dengan panjang 3.85D menunjukkan frekuensi *shedding* menjadi minimum dan tekanan dasar maksimum. *Splitter plate* dengan panjang 1D tidak menghambat pembentukan vortisitas tapi merubah sedikit frekuensi *shedding*. Selain meredam *vortex shedding*, adanya *splitter plate* dapat menurunkan *pressure drag* dari silinder tersebut hingga 63% dari silinder polos [26].



Gambar 2.1 (a) Tube Polos dan (b) Tube dengan *Splitter plate*

Apelt dan West (1974) meneliti pengaruh penambahan *splitter plate* pada daerah *wake* untuk bluff body dengan range bilangan *reynolds* 10^4 hingga 5×10^4 secara kajian eksperimental. Berdasarkan penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa penambahan *splitter plate* dapat mengurangi *drag*, meningkatkan tekanan (*base pressure*) seperti pada Gambar 2.2 (a), mempersempit daerah *wake* pada silinder serta merubah bilangan *strouhal* yang berhubungan dengan *vortex shedding*. *Splitter plate* secara progresif dapat berfungsi menstabilkan titik

separasi pada silinder serta mengurangi lebar daerah *wake* dengan semakin meningkatnya panjang *splitter plate* tersebut [3].

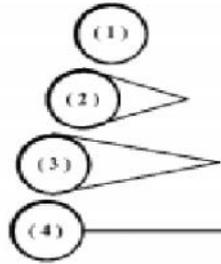


Gambar 2.2 (a) Coefisien of Pressure vs Sudut dan (b) Drag Coefisien vs L/D

Tanner (1998) meneliti besarnya gaya drag pada sirkular silinder dengan dan tanpa *splitter plate* pada bilangan *reynolds* 14.5×10^4 . Penelitian menggunakan sebuah silinder yang diberi variasi dengan penambahan *splitter plate* di belakangnya. Hasil dari penelitian tersebut mendapatkan bahwa silinder tanpa *splitter plate* dan silinder yang menggunakan *splitter plate* harga C_p (Coefisien Pressure) mengalami perubahan seiring dengan posisi downstream *wake*. Didapatkan nilai gaya drag yang lebih kecil pada silinder sirkular dengan *splitter plate*. Aliran melewati silinder dengan ditambah body dibelakangnya dapat meningkatkan momentum aliran. Sehingga cukup melawan *adverse pressure gradient* dan ini dapat menyebabkan letak titik separasi tertunda kebelakang. Akhirnya dapat menurunkan nilai gaya drag dan mengecilkan daerah *wake* [31].

Krueger,dkk (2001) meneliti besarnya koefisien drag (C_D) dan profil daerah *wake* pada silinder sirkular (1) dengan variasi penambahan *short taper* (2), *long taper* (3) dan *splitter plate* (4) seperti pada gambar 2.3 dengan nilai bilangan *reynolds* 5×10^4 , 10×10^4 dan 13.5×10^4 .

Penelitian mengenai karakteristik aliran pada silinder yang diberi penambahan beberapa variasi bentuk di bagian downstream dengan *long taper* rasio t/c sebesar 0,33, *short taper* rasio t/c sebesar 0,3725 dan *splitter plate* rasio t/c sebesar 0,3 dengan harga Re sebesar 5×10^4 , 10×10^4 , dan $13,5 \times 10^4$.



Gambar 2.3 Model Penelitian (Krueger,dkk 2001)

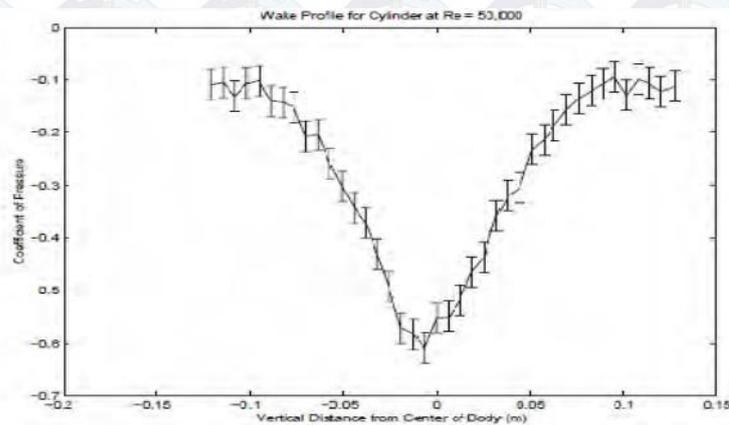
Didapatkan hasil bahwa silinder sirkular polos menghasilkan koefisien *drag* paling besar yaitu 1.62 sedangkan untuk silinder sirkular dengan penambahan *splitter plate* dibelakangnya didapatkan hasil koefisien *drag* yang paling kecil yaitu 0.73.

Tabel 2.1 Koefisien Drag Hasil Penelitian

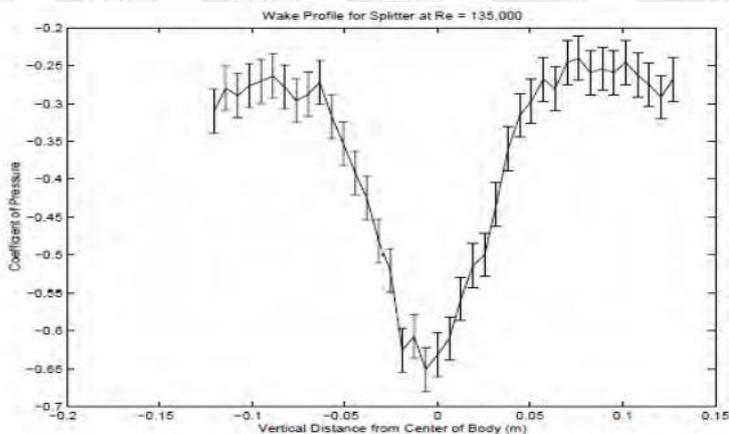
Shape	C_D	Error
Cylinder	1.62	0.028
Splitter 100k	0.7662	0.022
Splitter 135k	0.7327	0.011
Short Taper 50k	1.44	0.051
Short Taper 100k	1.35	0.013
Long Taper 100k	0.9465	0.025
Long Taper 135k	0.7795	0.015

Dari gambar 2.4 dan 2.5 menunjukkan bahwa dengan adanya penambahan *splitter plate* pada silinder sirkular maka dapat menurunkan koefisien tekanan (*coefisient of pressure - Cp*) dan mempersempit range nilai koefisien tekanan yaitu dari range nilai -0,1 hingga -0,6 menjadi -0,25 hingga -0,65. Penurunan koefisien tekanan menunjukkan adanya penurunan koefisien drag akibat tekanan (*pressure drag*).

Dari Gambar tersebut menunjukkan bahwa koefisien tekanan (*coefisient of pressure - Cp*) silinder sirkular polos lebih besar dibandingkan dengan silinder dengan *splitter plate*. Profil *wake* menunjukkan bahwa daerah *wake* yang dihasilkan oleh silinder sirkular polos lebih lebar atau lebih besar dibandingkan dengan silinder dengan *splitter plate* [19].

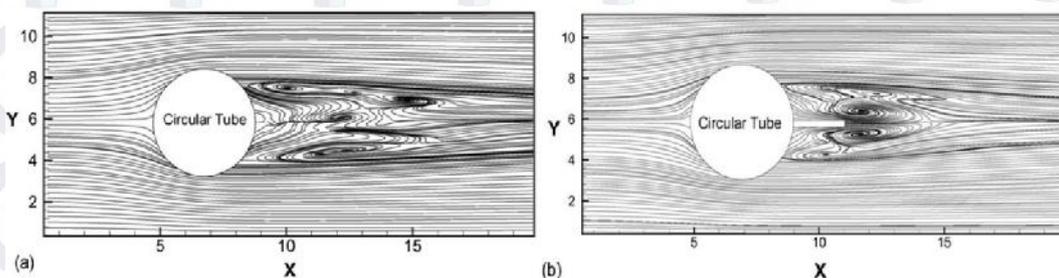


Gambar 2.4 Profil *wake* pada silinder sirkular polos



Gambar 2.5 Profil *wake* pada silinder sirkular dengan *splitter plate*

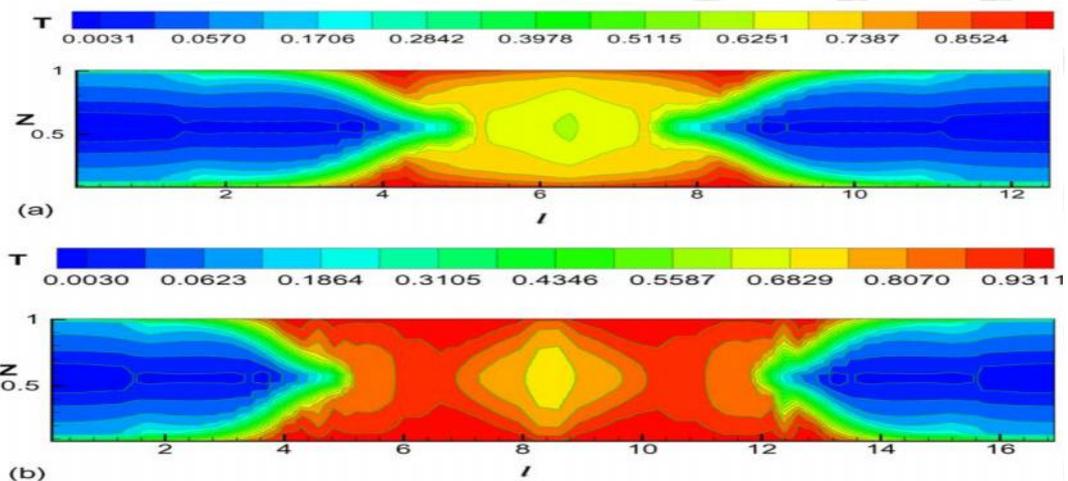
Tiwari,dkk (2004) menginvestigasi karakteristik perpindahan panas dan aliran pada tube dengan aliran fluida melintang (*crossflow*) akibat adanya penambahan *splitter plate* secara kajian numerik.



Gambar 2.6 Streamline (a) Tube tanpa *splitter plate*
(b) Tube dengan *splitter plate* panjang $L=1/2D$

Dari gambar 2.6 menunjukkan adanya perbedaan bentuk aliran antara tube tanpa dan dengan *splitter plate*. Vortex yang terbentuk pada tube (a) berupa vortex asimetri, vortex asimetri inilah yang jika saling berinteraksi maka akan

menimbulkan pelepasan vortex (*vortex shedding*). Akibat besarnya *vortex shedding* dapat menimbulkan adanya vibrasi pada tube. Sedangkan pada tube (b), menunjukkan adanya vortex yang simetri. Hal ini disebabkan dengan adanya penambahan *splitter plate* dapat mengurangi adanya interaksi antar vortex atas dan bawah, sehingga vortex yang bertemu pada ujung *splitter plate* berupa vortex yang simetri. Hal ini mencegah atau meminimalisir adanya osilasi transversal. Sehingga dapat meredam terjadinya *vortex shedding*.



Gambar 2.7 Distribusi temperatur (a) Tube tanpa *splitter plate* (b) Tube dengan *splitter plate* panjang $L=1/2D$

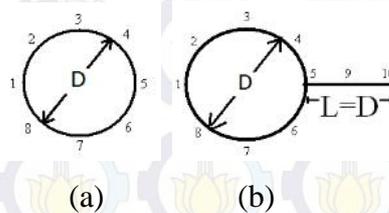
Gambar distribusi temperatur diatas baik pada poin (a) maupun (b) menunjukkan temperatur minimum terjadi pada titik stagnasi yang kemudian meningkat sepanjang aliran setelahnya. Dengan adanya penambahan *splitter plate* pada poin (b) terlihat bahwa adanya adanya perpindahan panas sepanjang *splitter plate*.

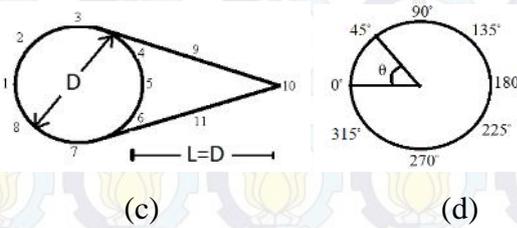
Kesimpulan dari penelitian ini adalah *splitter plate* dapat menstabilkan daerah *wake* pada tube sebagai akibat adanya pengurangan osilasi transversal pada aliran fluida. Vortisitas berkurang dengan adanya *splitter plate* yang diikuti dengan semakin mengecilnya daerah *wake*. Akibat berkurangnya vortisitas maka perpindahan panas pada permukaan tube semakin berkurang. Namun adanya *splitter plate* menambah area perpindahan panas sehingga secara keseluruhan perpindahan panas semakin meningkat dengan adanya *splitter plate*. Dari segi kehilangan tekanan, adanya *splitter plate* dapat mengurangi kehilangan tekanan pada tube [33].

Kurniasandy (2005) melakukan penelitian tentang aliran yang melewati silinder serta silinder yang diberi penambahan *streamline body* di belakangnya dengan variabel $t/c = 0.2, 0.25, 0.3, 0.5$ dan 1 pada bilangan *reynolds* sebesar $1,7 \times 10^4$; $2,5 \times 10^4$ dan $3,3 \times 10^4$. Hasil penelitian ini mendapatkan nilai koefisien drag (C_D) dan profil *wake* dibelakang *streamline body*. Penelitian ini ditunjang dengan visualisasi asap dilakukan menggunakan *wind tunnel* yang lebih kecil yang dapat membangkitkan asap. Hasil yang didapat dari visualisasi tersebut adalah luas daerah *wake* pada *streamline body* dengan $t/c = 0,5 - 1$ lebih kecil dari luas daerah *wake* pada silinder. Kemudian mengalami reduksi luas daerah *wake* mulai terjadi pada range *streamline body* dengan $t/c = 0,2 - 0,33$ [20].

Chakrabarty S.G,dkk (2013) meneliti karakteristik perpindahan dan penurunan tekanan dengan metode eksperimen pada sirkular silinder (*tube*) dengan menggunakan teknik pengontrolan pasif aliran. Ketika terdapat aliran melewati silinder sirkular maka terjadi fenomena dan karakteristik aliran yang kompleks disekitar permukaan silinder dan didaerah *wake* seperti aliran separasi, *vortex shedding* dan ketidakstabilan *shear layer* yang mana akan berbeda-beda sesuai dengan nilai bilangan *reynolds*nya. Fenomena aliran ini akan mengakibatkan adanya gaya lift dan gaya drag yang mengenai silinder. Jika tidak ada gaya eksitasi eksternal maka aliran sepanjang silinder hanya tergantung pada nilai bilangan *reynolds*. Metode pengontrolan pasif merupakan teknik pengontrolan aliran untuk mengurangi drag aerodinamis yang diberikan ke bluff body. Pengontrolan pasif berupa modifikasi bentuk *bluff body* atau dengan penambahan alat tambahan pada daerah aliran maka akan dapat mengontrol *vortex shedding*.

Pada penelitian ini digunakan sebuah silinder dengan 3 variabel seperti pada gambar 2.8 yaitu silinder polos, silinder dengan tambahan bentuk V dan silinder dengan tambahan *splitter plate* dengan panjang $L=D$, $L=1.5D$ dan $L=2D$.





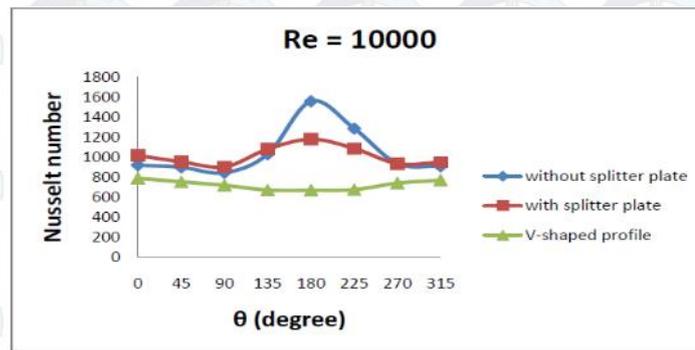
Gambar 2.8 Posisi termokopel pada posisi tes di (a) tube polos (b) tube dengan *splitter plate* (c) tube dengan splitter bentuk V (d) posisi angular pada tube

Hasil dari penelitian ini adalah sebagai berikut [8]:

1. Gambar 2.9 menunjukkan distribusi *nusselt number* pada silinder sirkular polos dan pada silinder yang diberikan metode pasif yaitu dengan penambahan *splitter plate* dan splitter bentuk V. Sudut dihitung dari titik stagnasi yaitu 0° . Pada ketiga variabel terlihat terjadi penurunan nilai *nusselt number* dari titik stagnasi hingga titik separasi yaitu sekitar 90° . Nilai *nusselt number* menunjukkan nilai minimum pada titik separasi. Selanjutnya pada silinder sirkular polos terjadi peningkatan nilai *nusselt number* setelah melewati titik separasi hal ini dikarenakan adanya turbulensi pada sisi belakang silinder.

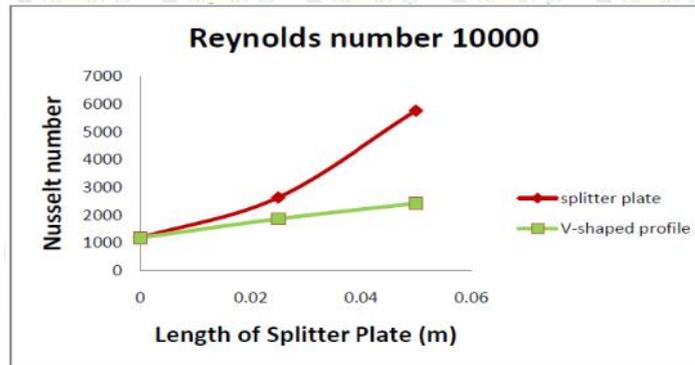
Dengan adanya penambahan *splitter plate* dapat menunda titik separasi dan mempersempit daerah *wake*. Sehingga dengan mengecilnya daerah *wake* maka perpindahan panas konveksi semakin menurun akibat menurunnya intensitas turbulensi. Namun dengan adanya *extended surface* dari *splitter plate* penurunan perpindahan panas konveksi dikompensasi dengan perpindahan panas konduksi melalui *extended surface* tersebut. Sehingga secara keseluruhan dengan adanya *splitter plate* terjadi peningkatan nilai perpindahan panas dibandingkan dengan tanpa *splitter plate*.

Sedangkan untuk splitter V menunjukkan hasil *nusselt number* yang paling kecil hal ini karena efek turbulensi yang menurun cukup besar sehingga perpindahan panas konveksi cukup besar dan tidak dapat dikompensasi dengan *extended surface* dari splitter V.



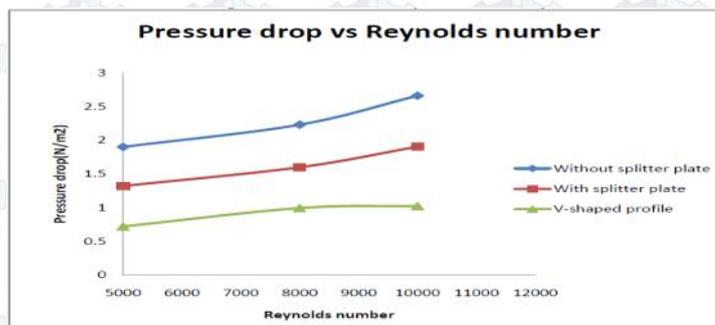
Gambar 2.9 Distribusi *Nusselt number* vs Sudut Pada Silinder Sirkular

- Gambar 2.10 menunjukkan dengan semakin meningkat panjang dari *splitter plate* semakin meningkatkan nilai *nusselt number* hal ini menunjukkan semakin meningkatnya nilai koefisien *heat transfer*.



Gambar 2.10 Distribusi *Nusselt number* vs Panjang *Splitter plate* atau Splitter V Pada Silinder Sirkular

- Dari Gambar 2.11 terlihat bahwa penggunaan pengontrolan aliran metode pasif dengan *splitter plate* maupun splitter V sangat efektif dalam menurunkan penurunan tekanan (*pressure drop*) dibandingkan pada silinder sirkular polos.

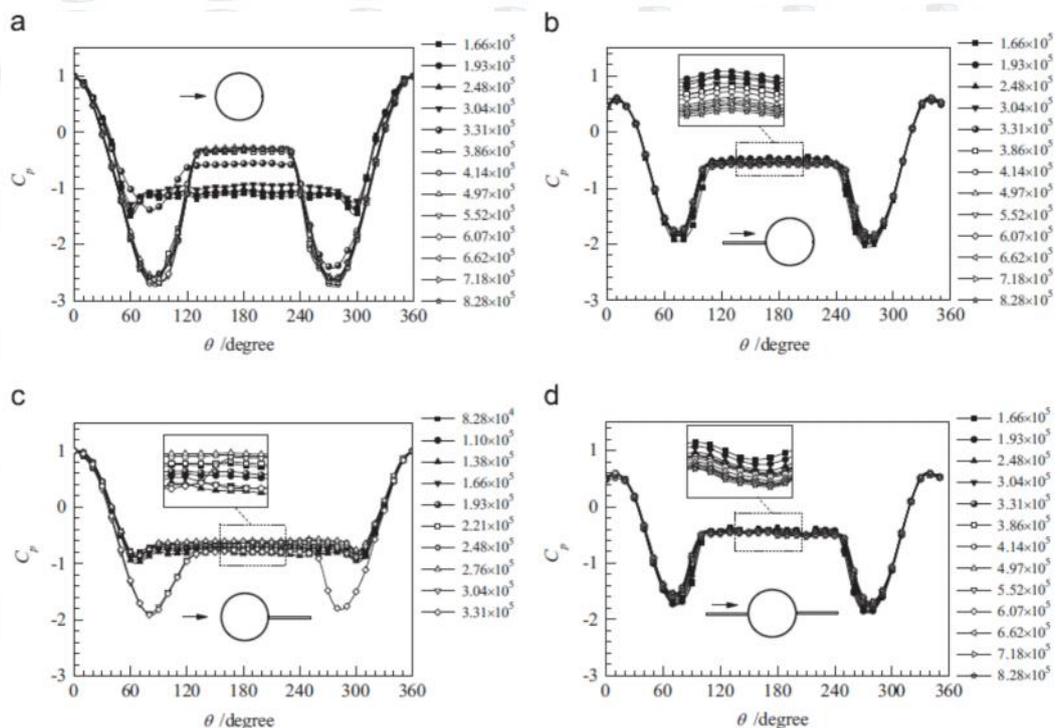


Gambar 2.11 *Pressure Drop vs Reynolds Number* Pada Silinder Sirkular

Qiu,dkk (2014) meneliti tentang pengaruh *splitter plate* terhadap gaya aerodinamis dan efek berupa *vortex shedding* pada silinder sirkuler dengan range nilai bilangan *reynolds* (Re) $6,9 \times 10^4$ hingga $8,28 \times 10^5$. Gaya aerodinamik (*drag lift*) sangat dipengaruhi oleh nilai Re dikarenakan:

1. Nilai Re menentukan posisi titik separasi dimana titik separasi berkaitan dengan letak dan ketebalan *boundary layer*.
2. Nilai Re menentukan besarnya dan kuatnya *vortex shedding* akibat dari interaksi antar vortex yang berkaitan dengan besarnya tekanan di *wake* dan terbentuknya gaya *unsteady* yang besar. Dimana *vortex shedding* memiliki potensi untuk merusak struktur tube.

Didapatkan karakteristik aliran yang direpresentasikan dengan distribusi *local pressure coefficient* (C_p) seperti pada gambar 2.12 berikut:



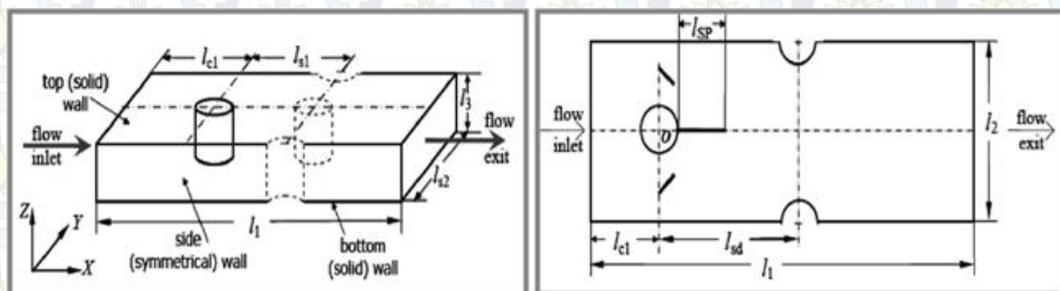
Gambar 2.12 Mean pressure distributions pada bare cylinder (a) silinder dengan frontal plate (b), wake plate (c) bilateral plates (d).

➤ Penambahan *Splitter plate* pada Susunan Tube

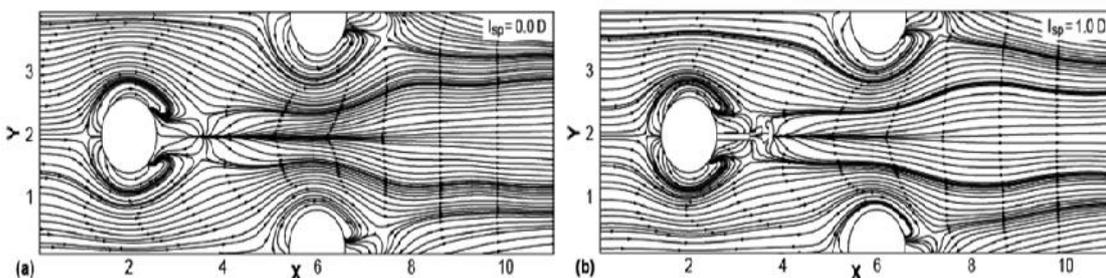
Jayavel dan Tiwari (2010) meneliti efek dari penambahan *vortex generator* dan *splitter plate* pada karakteristik perpindahan panas dan penurunan

tekanan untuk aliran laminar pada susunan tube inline dan staggerred yang sempit (*compact*) secara numerik dengan pemodelan 3 dimensi (3D) seperti pada gambar 2.13 dan 2.14. Vortex generator dipasang pada tube upstream dengan tujuan agar terjadi pencampuran fluida atau meningkatkan turbulensi fluida dan selanjutnya dapat meningkatkan perpindahan panas namun hal ini diikuti dengan adanya penambahan *pressure drop*.

Untuk mengurangi adanya *pressure drop* tersebut maka di pasang *splitter plate* pada tube tersebut serta bertujuan untuk menambah area perpindahan panas.



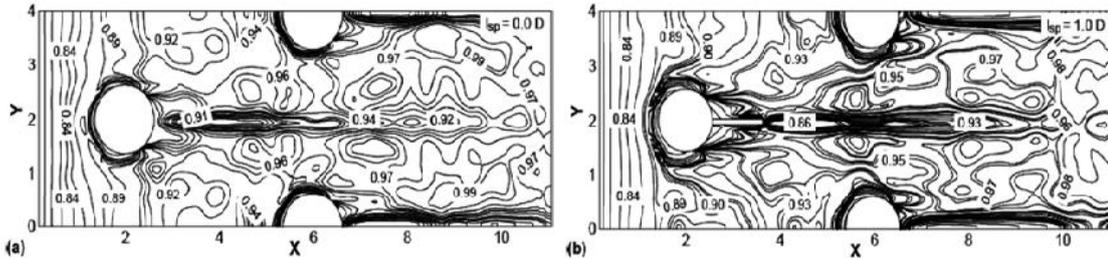
Gambar 2.13 Representasi domain komputasi



Gambar 2.14 Streamline pada daerah dekat tube (a) tanpa *splitter plate*
(b) dengan *splitter plate*

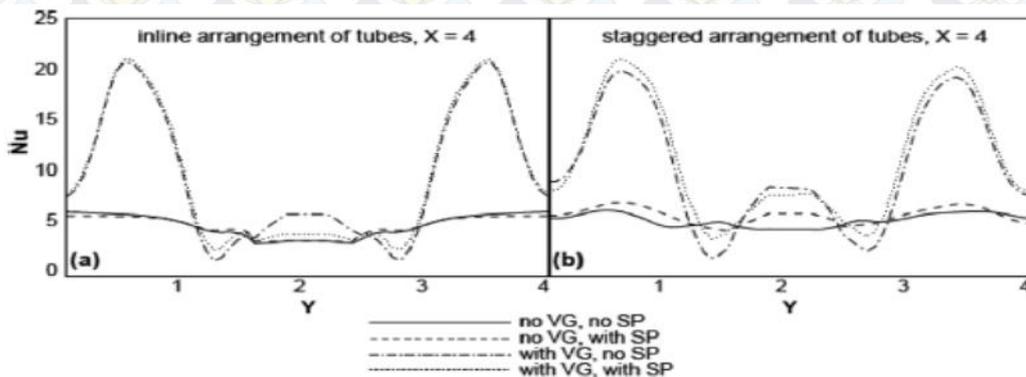
Dari gambar 2.15 menunjukkan panjang dari gelembung-gelembung dibelakang tube serta lokasi titik stagnasi tidak ada perubahan yang signifikan pada tube dengan dan tanpa penambahan *splitter plate*. Hal ini dapat disimpulkan bahwa penambahan *splitter plate* pada aliran kondisi *steady* tidak berfungsi banyak dalam hal penurunan *pressure drag*. Justru malah dengan adanya *splitter plate* untuk kondisi aliran *steady* dan sempit dapat menaikkan *friction drag* sehingga secara keseluruhan *drag* yang ditimbulkan pada tube dengan *splitter plate* akan mengalami peningkatan. Hal ini berbeda dengan penelitian oleh **Tiwari,dkk**, Tiwari menyebutkan bahwa untuk kondisi aliran *unsteady* dengan

ketinggian saluran dibanding diameter, $H/D = 0.25$, keberadaan *splitter plate* sangat efektif dalam hal pengurangan *vortex shedding*.



Gambar 2.15 Kontur temperatur (a) tanpa *splitter plate* (b) dengan *splitter plate*

Gambar 2.15 menunjukkan adanya efek yang cukup signifikan dalam hal perpindahan panas akibat adanya penambahan *splitter plate* pada tube. Dengan adanya *splitter plate*, temperatur fluida pada daerah *wake* tube menurun dari 0,91 menjadi 0,86. Hal ini menunjukkan adanya peningkatan perpindahan panas akibat adanya *splitter plate*.



Gambar 2.16 Local nusselt number pada bidang $x=4$ (a) susunan aligned (b) susunan staggerred

Berbeda dengan penambahan *splitter plate*, adanya penambahan vortex generator sangat signifikan dalam hal kenaikan perpindahan panas pada tube seperti yang terlihat pada gambar 2.16.

Tabel 2.2 Nilai nusselt number dan pressure Drop untuk variasi *splitter plate* dan vortex generator

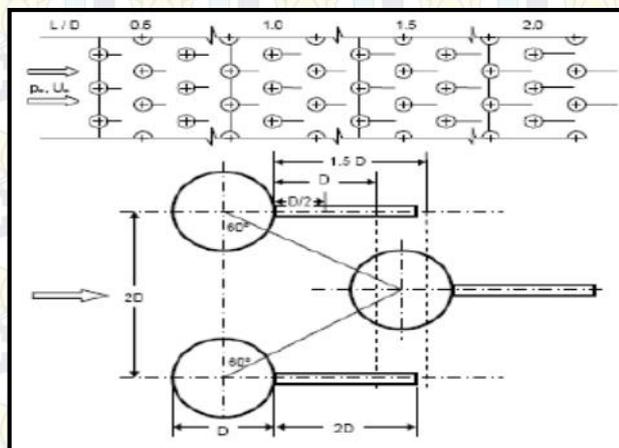
Presence/absence of SP/VG	\overline{Nu}_o		Normalized \bar{p}_{span}	
	In-line	Staggered	In-line	Staggered
No SP; no VG	10.13	11.20	1.93	1.72
With SP; no VG	10.67	11.20	2.08	1.75
No SP; with VG	13.06	14.42	2.85	2.72
With SP; with VG	13.06	14.71	2.93	2.91

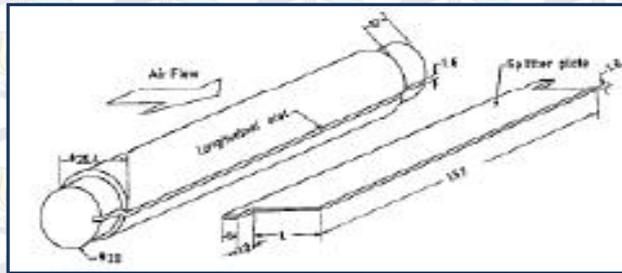
Tabel 2.3 Nilai nusselt number dan pressure Drop untuk variasi panjang *splitter plate*

SP lengths (l_{SP} / D)	\overline{Nu}_o		Normalized \bar{p}_{span}	
	In-line	Staggered	In-line	Staggered
0.0	10.13	11.20	1.93	1.72
0.5	10.13	11.20	1.93	1.74
1.0	10.67	11.20	1.98	1.75
1.5	10.67	11.73	2.08	1.76

Dari tabel hasil penelitian diatas dapat disimpulkan bahwa penambahan vortex generator yang bertujuan untuk *mixing* fluida, sangat efektif dalam hal meningkatkan perpindahan panas pada tube. Namun adanya *vortex generator* ini menimbulkan adanya peningkatan *pressure drop* yang merugikan pada tube. Adanya penambahan *splitter plate* dengan tujuan untuk mengurangi kenaikan *pressure drop* tersebut ternyata tidak efektif. Bahkan dengan kondisi susunan *tube* yang cukup sempit dan aliran yang sudah dalam kondisi *steady*, keberadaan *splitter plate* tersebut dapat meningkatkan *pressure drop* akibat adanya *friction drag* yang ditimbulkan oleh *splitter plate*. Dari segi perpindahan panas, penambahan *splitter plate* dapat menambah sedikit nilai perpindahan panas akibat adanya tambahan area perpindahan panas [18].

Seri,dkk (2011) meneliti mengenai perpindahan panas pada *tube bank* dengan aliran melintang (*cross flow*) dengan menggunakan *integral wake splitter plate* dengan kondisi *heat flux* konstan pada range *reynolds number* 5×10^3 hingga 10^5 . Didapatkan laju perpindahan tertinggi untuk variabel dengan L/D 1 sesuai pada gambar 2.17 [28].



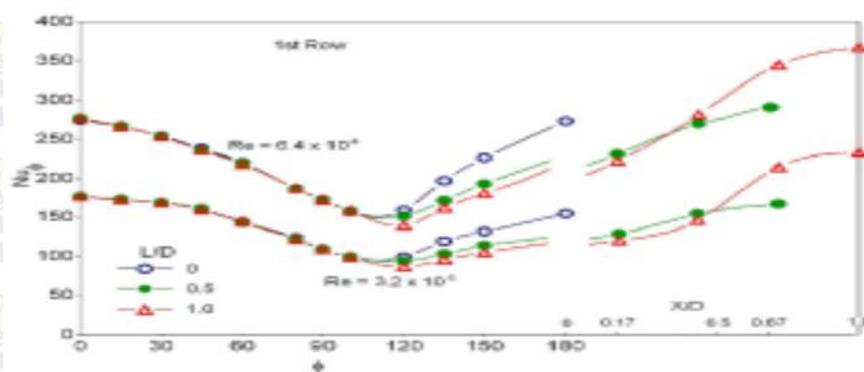


Gambar 2.17 Silinder Sirkular yang di beri Slot untuk Pemasangan *Splitter plate (Longitudinal Fin)*

Hasil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Distribusi *Nusselt number* Lokal pada Baris Pertama Susunan Tube

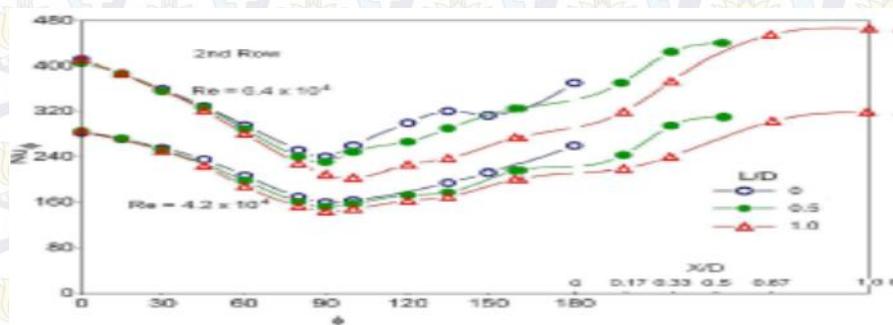
Gambar 2.18 menunjukkan bahwa perpindahan panas dari tube baris pertama hampir sama dengan tube tunggal. Perpindahan panas bagian depan tube lebih tinggi dibanding bagian belakang tube. Perpindahan panas terendah di bagian belakang merupakan akibat dari adanya pengurangan turbulensi secara maksimum oleh *splitter plate*. Perpindahan panas pada ujung *splitter plate* menunjukkan angka yang lebih tinggi dibandingkan dengan titik stagnasi pada bagian depan tube. Hal ini disebabkan meningkatnya turbulensi pada ujung *splitter plate*. Dengan adanya *splitter plate* pada Gambar garis hijau dan merah terlihat adanya penundaan titik separasi dibandingkan dengan tube polos. Namun pada tube dengan menggunakan *splitter plate* nilai *nusselt number* masih terus naik pada bagian akhir atau pada sisi *downstream*. Hal ini menunjukkan adanya perpindahan panas tambahan berupa perpindahan panas konduksi dari *extended surface splitter plate* tersebut.



Gambar 2.18 Distribusi *Nusselt number* vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Pertama Untuk Beberapa Variasi L/D

2. Distribusi *Nusselt number* Lokal pada Baris Kedua Susunan Tube

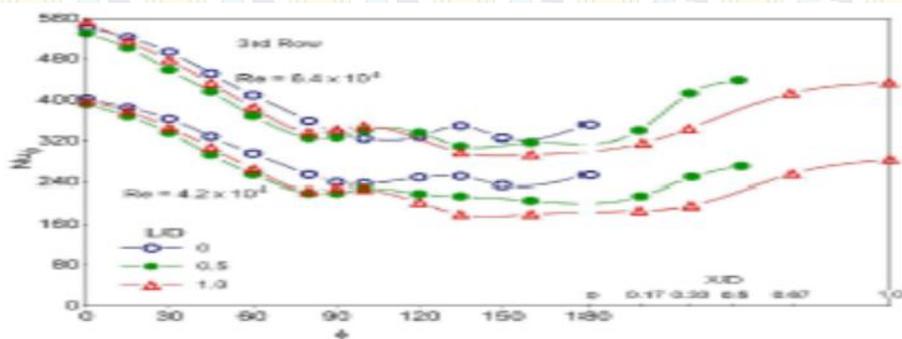
Gambar 2.19 menunjukkan bahwa terjadi peningkatan perpindahan panas pada titik stagnasi tube bagian depan. Perpindahan panas semakin menurun hingga mencapai titik separasi. Dengan adanya *splitter plate* pada Gambar garis hijau dan merah terlihat adanya penundaan titik separasi dibandingkan dengan tube polos. Terjadi peningkatan *nusselt number* pada tube baris kedua sebagai akibat dari turbulensi dari ujung *splitter plate* pada tube baris pertama.



Gambar 2.19 Distribusi *Nusselt number* vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Kedua Untuk Beberapa Variasi L/D

3. Distribusi *Nusselt number* Lokal pada Baris Ketiga Hingga Baris Ke Dua Belas pada Susunan Tube

Pada tube baris ketiga terlihat terjadi peningkatan *nusselt number* sebagai akibat dari turbulensi dari ujung *splitter plate* pada tube baris kedua seperti pada Gambar 2.20. Nilai *nusselt number* meningkat dari 400 menjadi 500. Pada baris ke 4 hingga ke 12 menunjukkan nilai *nusselt number* yang hampir sama dengan tube baris ke 3.



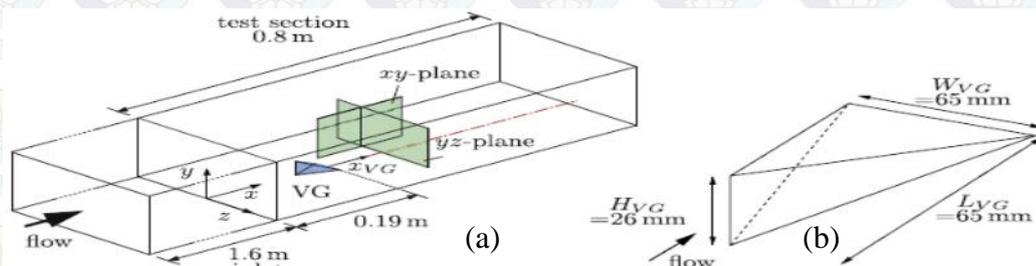
Gambar 2.20 Distribusi *Nusselt number* vs Sudut Silinder Sirkular Pada Baris Ketiga hingga Ke Dua Belas Untuk Beberapa Variasi L/D

Chakrabarty, S.G (2012) meneliti karakteristik aliran dan perpindahan panas pada aliran melintang melalui *tube* dan *tube bank* dengan variabel menggunakan dan tanpa menggunakan tanpa *splitter plate* berbentuk silinder seperti pada gambar 2.1. Dengan adanya *splitter plate* maka dapat meredam *vortex shedding* pada daerah *wake* serta dapat menurunkan tekanan *drag* secara signifikan. Dengan penambahan *splitter plate* dapat meningkatkan nilai perpindahan panas total akibat adanya area tambahan yang diciptakan akibat adanya *splitter plate* tersebut [7].

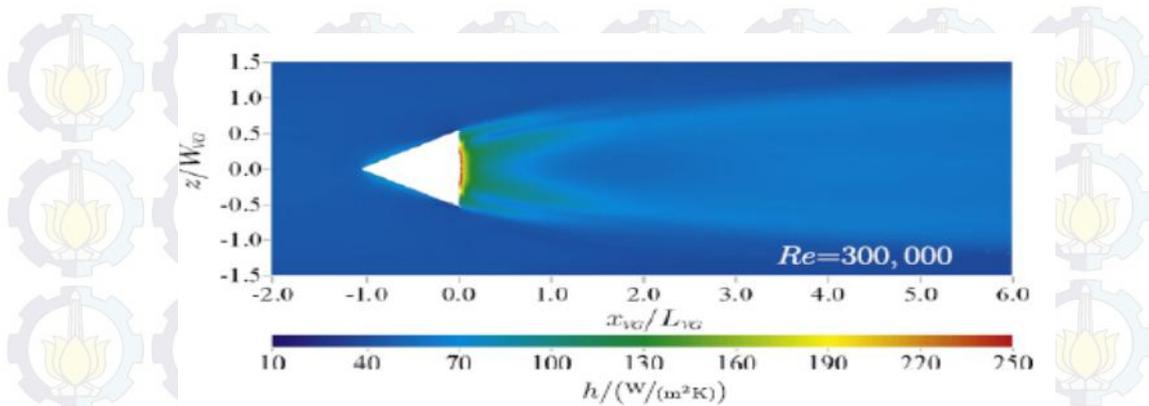
2.1.2. Penelitian Tentang Pengontrolan Aliran dengan Metode Pasif Penambahan *Guide plate* pada Susunan Tube

Henze, dkk (2010) meneliti secara eksperimen mengenai aliran kecepatan dan distribusi perpindahan panas pada aliran internal dengan adanya *vortex generator (VG)* bentuk tetrahedral seperti pada gambar 2.21. Terbentuknya *longitudinal vortices* akibat adanya *vortex generator* sangat mempengaruhi bentuk aliran serta distribusi perpindahan panas. Hasil investigasi berupa satu set data untuk bilangan *reynolds* 300.000 dapat digunakan untuk validasi model numerik penelitian aliran dan perpindahan panas pada VG. Data set dapat dilihat di <http://www.uni-stuttgart.de/itlr/forschung/wks/> untuk berbagai macam variasi kondisi fisik *vortex generator*.

VG atau yang sering disebut *turbulence promotor* sangat bermanfaat dalam rangka peningkatan perpindahan panas secara konveksi. VG sering digunakan untuk memanipulasi atau mengontrol medan aliran sehingga VG sangat bermanfaat dalam hal peningkatan performa *thermal heat exchanger*. VG membentuk *longitudinal vortices* pada daerah sekitar dinding VG, dimana keberadaan *longitudinal vortices* inilah yang menimbulkan adanya peningkatan perpindahan panas (*heat transfer enhancement*). [15].

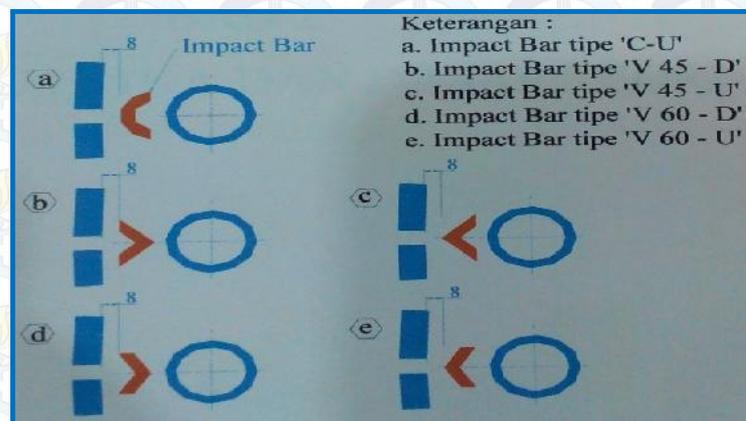


Gambar 2.21 (a) Test Section Penelitian (b) Geometri Vortex Generator



Gambar 2.22 Distribusi Perpindahan Panas Area Belakang VG

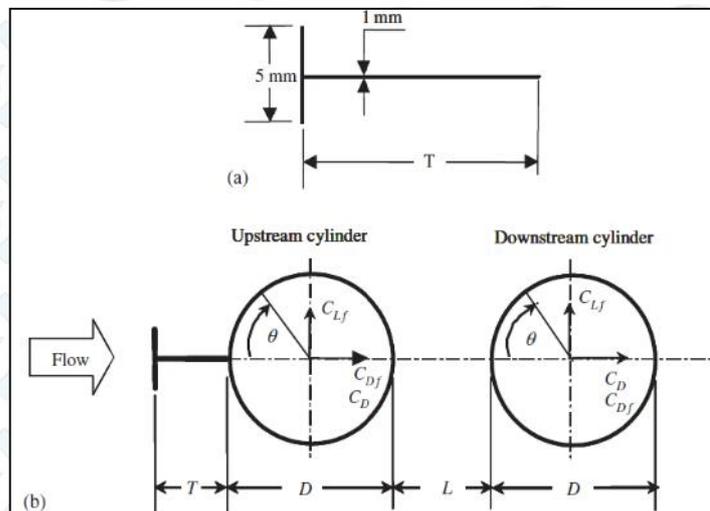
Tjandrapurnawan (2012) meneliti tentang pengaruh bentuk *impact bar* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada perforated distributor secondary reformer effluent waste heat boiler dengan metode simulasi CFD. Pada penelitian ini digunakan nozzle dengan diameter 7 mm dan didasarkan pada kecepatan maksimum yaitu 31 m/s. Bentuk *impact bar* yang digunakan adalah tipe C-U, V-45 U, V45-D, V-60 U dan V-60 D seperti pada gambar 2.23 [34].



Gambar 2.23 Bentuk *Impact bar* pada Perforated Distributor Secondary Reformer Effluent Waste Heat Boiler

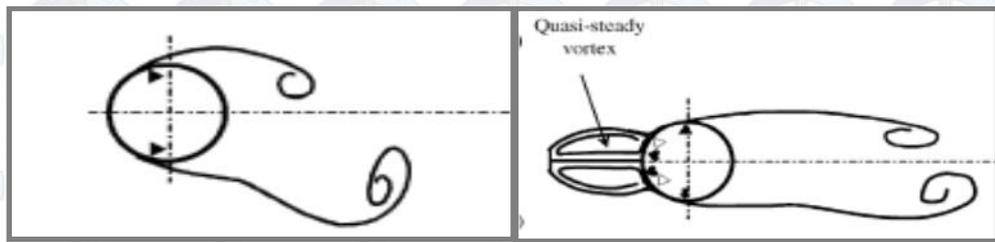
Hasil simulasi menunjukkan adanya perbedaan pola aliran akibat adanya perbedaan bentuk *impact bar* sehingga didapatkan laju perpindahan panas yang berbeda pula. Bentuk V-45 U memberikan hasil yang terbaik untuk perpindahan panas sedangkan tipe C U memberikan laju perpindahan panas yang paling kecil. Dari sisi kerugian tekanan bentuk V-45 U juga menyebabkan kerugian yang paling kecil sedangkan bentuk V-60 D memberikan kerugian yang paling besar [34].

Alam,dkk (2006) meneliti efek adanya penambahan *guide plate* bentuk T di sisi upstream silinder sirkular 2 baris dengan dimensi plat T yaitu 5 x 49 mm seperti pada gambar 2.24. Dari hasil eksperimen dapat disimpulkan bahwa *guide plate* bentuk T dapat mengurangi gaya dinamis yang mengenai 2 silinder sirkular pada *reynolds number* $6,5 \times 10^4$. Dimana *guide plate* bentuk T ini mengontrol aliran sebelum mengenai silinder sirkular utama sehingga gaya *drag* dapat diminimalisir. Jarak optimum yang menghasilkan pengurangan gaya dinamis terbesar yaitu pada saat panjang arah longitudinal plat T sebesar 0,7 hingga 1 kali diameter silinder sirkular [2].



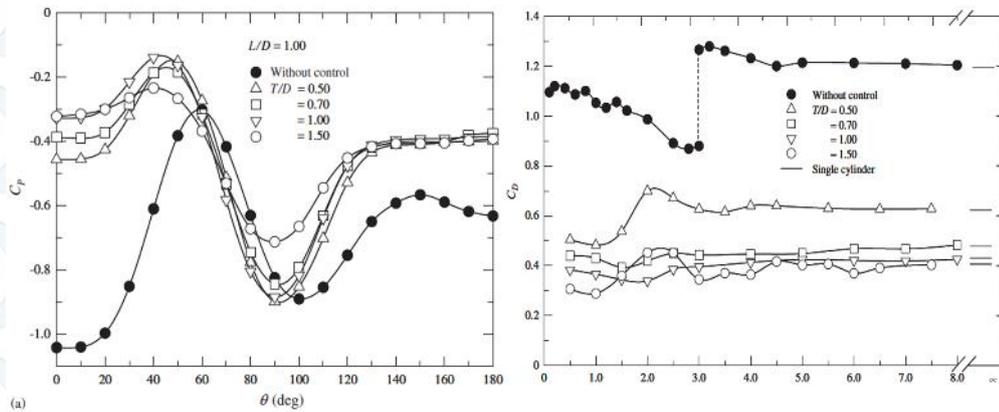
Gambar 2.24 (a) *Guide plate* Bentuk T (b) Penempatan *Guide plate* T pada Sisi Upstream Silinder Sirkular

Dengan adanya *guide plate* T daerah dibelakang *guide plate* (daerah upstream tube kritis) terdapat *quasi steady vortex region* dari *fluida* yang berada di dalam daerah tersebut. *Quasi steady vortex* ini berfungsi sebagai *slider* sehingga *fluida* yang mengalir di atasnya bisa mengalir tanpa ada hambatan atau gesekan. Hal ini dapat menunda titik separasi seperti pada gambar 2.25. Hambatan pada aliran dapat menyebabkan turunnya energi dari *fluida* tersebut yang sering disebut dengan kerugian tinggi tekanan (*head loss*) atau penurunan tekanan (*pressure drop*) yang disebabkan oleh pengaruh gesekan *fluida* (*friction losses*) dan perubahan pola aliran terjadi karena *fluida* harus mengikuti bentuk dari dindingnya [2].



Gambar 2.25 Quasy-Steady Vortex Region pada *Guide plate T*

Gambar 2.26 distribusi *drag coefisient* dibawah ini menunjukkan adanya penurunan yang cukup signifikan pada tube yang diberi *guide plate T*. Semakin panjang *guide plate* atau semakin besar nilai T/D menunjukkan semakin kecil nilai *drag coefisient*. Distribusi *coefisient of pressure* pada Gambar dibawah ini menunjukkan trending chart untuk tube tanpa *guide plate* sama dengan tube tunggal. Untuk trending chart tube dengan *guide plate T* terlihat adanya puncak pada sudut sekitar 45° . Puncak tersebut menunjukkan adanya penempelan ulang aliran fluida (*reattachment shear layer*) setelah terpisah akibat membentur *guide plate T*.



Gambar 2.26 (a) *Coefisient of Pressure vs Sudut*
(b) *Drag Coefisient vs L/D*

2. 2. Perpindahan Panas Konduksi dan Konveksi

Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi merupakan proses perpindahan panas jika panas mengalir dari tempat yang temperaturnya tinggi ke tempat yang temperaturnya lebih rendah dengan media penghantar tetap. Dasar hukum dari perpindahan konduksi adalah hukum Fourier [16].

$$q_k = k A \left(-\frac{dT}{dx} \right)$$

Dimana,

Q = laju perpindahan panas (Watt)

k = konduktivitas panas (W/m.°C)

A = luasan perpindahan panas arah normal Q (m²)

T = beda temperatur (°C)

x = ketebalan bahan (m)

Perpindahan panas secara konduksi adalah distribusi energi berupa panas yang terjadi pada benda atau medium yang diam (padat) bertemperatur tinggi ke bagian benda yang bertemperatur rendah atau terdapat gradien temperatur pada benda tersebut. Dalam aliran panas konduksi, perpindahan energi terjadi karena hubungan molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Bila molekul-molekul di satu daerah memperoleh energi kinetik rata-rata yang lebih besar daripada energi kinetik yang dimiliki oleh molekul-molekul disekitarnya, sebagaimana yang diwujudkan pada benda yang berbeda suhu, maka molekul-molekul yang memiliki energi lebih besar tersebut akan memindahkan sebagian energinya ke molekul-molekul didaerah yang bersuhu rendah.

Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi merupakan proses perpindahan panas yang terjadi bila ada perbedaan temperatur antara permukaan suatu benda padat dengan fluida bergerak yang melintas diatas permukaan benda padat tersebut atau dengan kata lain dengan menggunakan media penghantar berupa fluida baik cairan maupun gas. Perpindahan panas secara konveksi adalah distribusi energi berupa panas yang terjadi karena terdapat aliran fluida. Dasar hukum dari perpindahan konveksi adalah hukum Newton [16].

$$q_c = h_c A (T_w - T_s)$$

Dimana,

Q = laju perpindahan panas (Watt)

H = koefisien perpindahan panas (W/m².°C)

A = luasan perpindahan panas arah normal Q (m²)

T_w = temperatur permukaan benda ($^{\circ}\text{C}$)

T = temperatur fluida ($^{\circ}\text{C}$)

Perpindahan panas konveksi ada tiga macam yaitu: Pertama, Konveksi alami (*natural convection*) merupakan perpindahan panas konveksi yang terjadi karena berubahnya densitas fluida tersebut yang disebabkan adanya pemanasan. Kedua, Konveksi paksa (*forced convection*) merupakan perpindahan panas konveksi konveksi yang berlangsung dengan bantuan peralatan mekanis. Proses perpindahan panas konveksi yang berlangsung terjadi karena adanya fluida mengalir yang disebabkan oleh adanya gaya dari luar dan tanpa disebabkan oleh perbedaan densitas. Ketiga, konveksi campuran (*mixed convection*) merupakan perpindahan panas konveksi dimana konveksi alami dan konveksi paksa berlangsung secara bersamaan.

Pada suatu aliran terjadi gaya geser antara permukaan benda padat dengan fluida yang bergerak, yang mengakibatkan aliran tersebut memiliki suatu profil kecepatan. Dari profil kecepatan tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan fluida didekat permukaan benda padat bernilai nol atau dalam kondisi diam. Pada fluida yang memiliki kecepatan nol (diam) tersebut terjadi proses konduksi [16]. Dan pada fluida yang bergerak terjadi proses adveksi dimana terdapat gerak makroskopik dari molekul fluida yang memiliki energi (temperatur) yang lebih tinggi menuju fluida dengan temperatur yang lebih rendah. Gabungan antara perpindahan panas secara konduksi dan adveksi inilah yang disebut dengan perpindahan panas konveksi.

Nilai koefisien konveksi pada suatu permukaan *bluff body* tidaklah konstan, akan tetapi senantiasa berubah sepanjang area perpindahan panas. Sehingga dikenal istilah koefisien perpindahan panas konveksi lokal yang menyatakan nilai koefisien ini pada posisi-posisi tertentu pada permukaan perpindahan panas. Dengan demikian total laju perpindahan panas konveksi (q) dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s = (T_s - T_{\infty}) \int_{A_s} h dA_s = \bar{h} A_s (T_s - T_{\infty})$$

dimana $\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h \, dA_s$ adalah koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata

dengan satuan W/m^2K . Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata merupakan nilai rata-rata koefisien perpindahan panas konveksi lokal pada seluruh permukaan.

Selain dipengaruhi perbedaan temperatur antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda ($T - T_s$) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h), besar heat flux yang terjadi juga dipengaruhi tebal *thermal boundary layer* dan jenis fluida. Beberapa peneliti lain juga menyimpulkan perpindahan panas konveksi dipengaruhi juga oleh karakteristik aliran dan geometri permukaan.

Parameter Tanpa Dimensi

Persamaan perpindahan panas konveksi berkaitan dengan variabel penting yang dinamakan parameter tanpa dimensi. Parameter tanpa dimensi dalam kaitannya dengan perpindahan panas konveksi adalah:

1. Bilangan *Reynolds* (*Reynolds Number*)

Bilangan *Reynolds* dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara gaya inersia dengan gaya kekentalan, di dalam kecepatan lapis batas. Untuk kontrol volume yang berbeda pada lapis batas ini, gaya inersia diasosiasikan dengan sebuah kenaikan momentum dari fluida yang bergerak melewati kontrol volume. Untuk harga Re yang tinggi, gaya inersia akan lebih berpengaruh daripada gaya kekentalan. Untuk harga Re yang rendah, gaya kekentalan akan lebih berpengaruh dari gaya inersia. Bilangan *Reynolds* digunakan sebagai kriteria untuk menunjukkan aliran fluida itu laminar dan turbulen.

Reynolds number termasuk bilangan tak berdimensi, besaran ini merupakan perbandingan antara *inertia force* dan *viscous force*.

$$\text{Reynolds Number } (Re) = \frac{\text{inertial force } (DU)}{\text{viscous force } (v)}$$

Re : Bilangan *reynolds*

D : Diameter silinder (m)

U : Kecepatan partikel (m/s)

v : Viskositas kinematis (m^2/s)

2. Bilangan Nusselt (*Nusselt number*)

Bilangan Nusselt adalah bilangan tanpa dimensi yang menyatakan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi terhadap konduktivitas termal fluida. Bilangan ini menyediakan sebuah perhitungan tentang perpindahan panas konveksi yang terjadi pada permukaan. Bilangan Nusselt dirumuskan :

Pada teori perpindahan panas konveksi umumnya juga dipakai parameter *Nusselt number* (Nu) sebagai besaran tak berdimensi yang diperoleh dari rasio laju perpindahan panas konveksi terhadap laju perpindahan panas konduksi fluida (k_f).

$$Nu = \frac{h L_c}{k_f}$$

Dimana L_c adalah panjang karakteristik yang tergantung aliran dan tipe geometri permukaan seperti yang terdapat pada Tabel 2.4

Tabel 2.4 Panjang Karakteristik Kasus Aliran

Kasus Aliran	L_c
Pipa silinder dengan diameter D_i	D_i
Melintasi pipa dengan diameter D_o	D_o
Selain pipa dengan hydraulic diameter D_h	D_h

Bilangan Nu merupakan fungsi universal dari bilangan Re . Apabila fungsi bilangan Re diketahui, maka dapat digunakan untuk menghitung nilai Nu untuk fluida, nilai kecepatan, dan skala panjang yang berbeda.

3. Bilangan Prandtl (*Prandtl Number*)

Bilangan *Prandtl* adalah bilangan tanpa dimensi yang merupakan fungsi dari sifat-sifat fluida. Merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dan lapisan batas termal. Bilangan *Prandtl* didefinisikan sebagai perbandingan viskositas kinematik terhadap difusitas thermal fluida yaitu :

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

C_p : Panas spesifik fluida (J/kg.K)

μ : Viskositas fluida (Pa.det)

k : Konduktivitas thermal (W/m^2K)

Sehingga laju perpindahan panas konveksi aliran melewati permukaan sebuah benda akan sebanding dengan besarnya *Nusselt number* (Nu). Sedangkan *Nusselt number* (Nu) merupakan fungsi dari *Reynolds number* (Re) dan *Prandtl number* (Pr). Dalam bentuk persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$Nu = C Re^m Pr^n$, dimana m dan n adalah konstanta pendekatan empiris

Karakteristik aliran fluida yang melewati permukaan *bluff body* dapat bersifat laminar, transisi dan turbulen. Karakteristik aliran ini akan mempengaruhi besar perpindahan panas konveksi yang terjadi. Karakteristik aliran ini dapat dinyatakan dengan *Reynolds number* sebagai berikut:

$$Re = \rho V \frac{L_c}{\mu}$$

Dimana L_c adalah panjang karakteristik yang tergantung aliran dan tipe geometri permukaan seperti yang terdapat pada Tabel 2.4

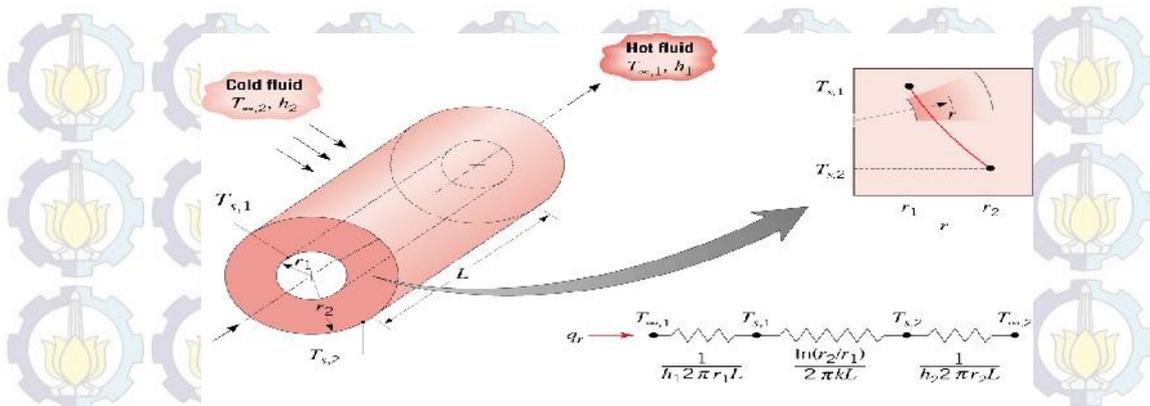
Perpindahan Panas Konduksi dan Konveksi Secara Simultan

Pada proses perpindahan panas yang merupakan gabungan konduksi dan konveksi yang berlangsung secara simultan maka dikenal istilah koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*) yang dilambangkan dengan simbol U . Koefisien perpindahan panas menyeluruh menyatakan aliran panas menyeluruh sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi dan dinyatakan dalam satuan $W/m^2^{\circ}C$ atau $Btu/h ft^2^{\circ}F$.

Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Pada Silinder (*Tube*)

Proses perpindahan panas dapat terjadi melalui kontak langsung maupun kontak tidak langsung (melalui dinding pemisah). Ditinjau dari konstruksinya ada beberapa macam alat penukar kalor yang salah satunya adalah alat penukar kalor tipe *shell and tube* (*shell and tube heat exchanger*).

Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas pada suatu silinder (*tube*) digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.27 Perpindahan Panas Bidang Silindris dan Analogi Listriknya

Jika suatu silinder berongga (*tube*) diatas terkena lingkungan konveksi dipermukaan bagian dalam dan luar oleh fluida 1 dan 2. Dimana temperatur kedua fluida, $T_{\infty,1}$ dan $T_{\infty,2}$. Fluida panas (fluida 1) mengalir melalui dalam pipa pada suhu $T_{s,1}$. Perpindahan panas dari fluida 1 ke pipa secara konveksi diteruskan lewat pipa secara konduksi dan selanjutnya ke fluida dingin (fluida 2) yang ada di luar pipa pada suhu $T_{s,2}$ secara konveksi. Hal ini digambarkan dengan analogi listrik diatas.

Perpindahan panas menyeluruh dari fluida didalam pipa ke fluida diluar pipa dimana luas permukaan untuk perpindahan panas fluida didalam pipa $A_1 = 2 r_1 L$ dan diluar pipa $A_2 = 2 r_2 L$ yaitu:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)}$$

Perpindahan Panas Konveksi Pada Aliran Eksternal Silinder

Koefisien perpindahan panas konveksi pada aliran eksternal di silinder tunggal maupun susunan silinder secara alami tergantung pada lapisan batas dan titik separasi yang terbentuk pada silinder tersebut.

2. 3. Lapisan Batas (*Boundary Layer*) pada *Bluff Body*

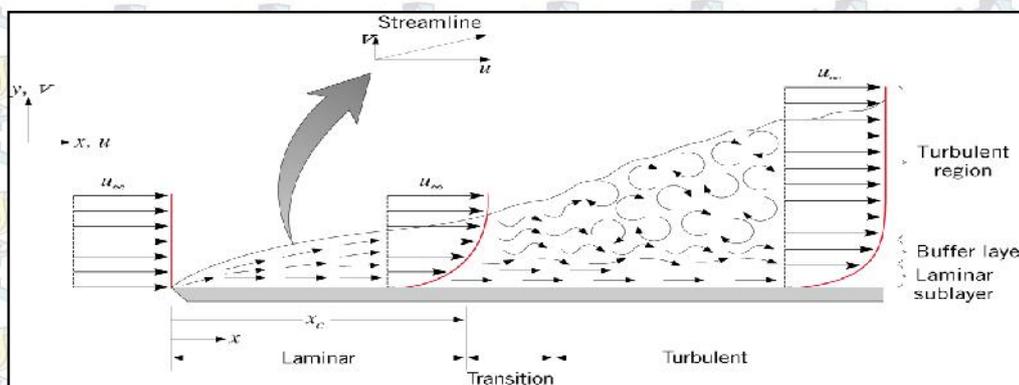
2.3.1 Lapisan Batas Kecepatan (*Velocity Boundary Layer*)

Pada saat fluida dengan *free stream* mengalir menuju suatu *bluff body*, akan terjadi suatu kondisi dimana aliran yang semula kecepatannya *uniform* (u)

akan menjadi tidak *uniform* lagi sehingga terbentuk distribusi kecepatan karena pengaruh kontur *bluff body* yang dilewatinya. Distribusi ini terjadi pada suatu titik dimana kecepatannya nol pada titik kontur itu sendiri dan semakin bertambah besar bila menjauhi kontur atau wall (*finite*). Harga kecepatan yang semakin bertambah tersebut dapat kembali seperti semula yaitu kecepatan free stream karena wall tidak lagi bisa mempengaruhi aliran.

Pada aliran fluida nyata selalu menunjukkan adanya suatu daerah yang alirannya terhambat, yaitu dekat batas permukaan yang kecepatan relatif terhadap batas bervariasi antara nol pada batas hingga suatu harga tertentu. Daerah yang terhambat akibat viskositas ini disebut lapisan batas (*boundary layer*). Efek-efek viskositas akan terkonsentrasi dalam lapisan batas ini (*viscous area*) sedangkan diluar *boundary layer* efek viskositas dapat diabaikan (*non viscous area*).

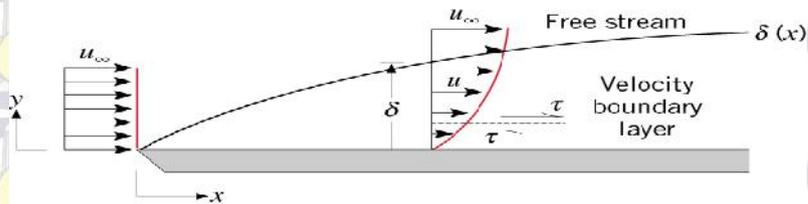
Boundary layer dapat dibedakan menjadi tiga bagian yaitu laminar, transisi dan turbulen *boundary layer* yang tergantung pada besarnya harga bilangan *Reynolds*. Keadaan transisi merupakan proses peralihan dari aliran laminar ke turbulen. Faktor yang mempengaruhi lamanya proses transisi adalah gradien tekanan, kekasaran permukaan, gaya bodi dan gangguan aliran bebas.



Gambar 2.28 Karakteristik Aliran Laminar dan Turbulen pada Plat Datar [12]

Lapisan batas atau boundary layer juga didefinisikan sebagai lapisan tipis pada *solid surface* yang terbatas daerah yang sangat sempit dekat permukaan kontur dimana kecepatan fluida tidak *uniform*. Hal ini sebagai pengaruh dari tegangan geser yang muncul akibat dari viskositas fluida tersebut. Efek-efek viskositas akan terkonsentrasi dalam lapisan batas ini atau yang disebut dengan viscous area.

Sedangkan untuk daerah diluar boundary layer efek viskositas dapat diabaikan atau yang disebut dengan non viscous area.



Gambar 2.29 Velocity Boundary Layer Sepanjang Plat Datar [5]

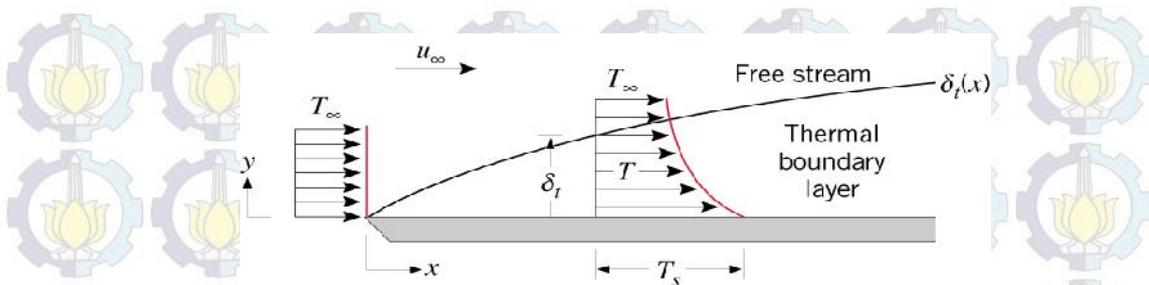
2.3.2 Lapisan Batas Panas (*Thermal Boundary Layer*)

Lapisan batas termal (*Thermal Boundary Layer*) merupakan daerah dimana terdapat gradien temperatur dalam aliran akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding. Dapat dikatakan bahwa lapisan batas termal terjadi akibat adanya gradien temperatur antara permukaan dengan fluida. Gradien temperatur ini menimbulkan adanya perpindahan panas antara permukaan dengan fluida di dalam *boundary layer*. Seperti pada aliran melintasi plat datar yang memiliki temperatur seragam.

Pada saat aliran menyentuh permukaan pertama kali pada daerah *leading edge*, profil temperatur masih uniform dimana $T(y) = T_{\infty}$. Kemudian partikel fluida yang kontak dengan permukaan mencapai keseimbangan termal dengan permukaan plat. Sehingga menyebabkan gradien temperatur antara partikel fluida yang menyentuh permukaan dengan partikel fluida di atasnya. Daerah dimana ada gradien temperatur disebut dengan *thermal boundary layer*.

Ketebalan *boundary layer* (δ_t) untuk pelat datar dihitung untuk arah y dinyatakan sebagai perbandingan $[(T_s - T)/(T_s - T_{\infty})] = 0,99$ atau dengan kata lain jika pada suatu permukaan yang memiliki perbedaan temperatur dengan lingkungan sekeliling, maka akan timbul lapisan batas termal (δ_t).

Lapisan batas termal dideskripsikan sebagai jarak dari permukaan sampai titik dimana beda temperatur antara dinding dan fluida mencapai 99% dari harga aliran bebasnya. Lapisan batas termal yang terjadi pada permukaan datar ditunjukkan pada gambar 2.30 berikut:



Gambar 2.30 *Thermal boundary layer* Plat Datar pada Temperatur Konstan [17]

2. 4. Gaya Drag (Gaya Hambat)

Drag adalah besarnya gaya yang bergerak diatas sebuah objek yang memiliki posisi sejajar dengan aliran bebas. *Drag* pada suatu benda diakibatkan oleh dua hal yaitu gesekan antara fluida dengan permukaan benda dan beda tekanan. *Drag* karena gesekan disebut hambatan gesek (*friction drag*) yang tergantung pada besar permukaan yang bersentuhan dengan fluida, tegangan geser, viskositas, gradien kecepatan, kekasaran permukaan dan *streamline body*. Sedangkan *drag* karena beda tekanan disebut *form drag* atau *pressure drag* tergantung pada bentuk, ukuran, distribusi tekanan, *wake*, bilangan *Reynolds* dan *bluff body* dari benda yang dikenakan aliran.

$$\text{Total drag} = \text{friction drag} + \text{pressure drag}$$

➤ Koefisien Drag (C_D)

Gaya *drag* (hambatan) diekspresikan sebagai hasil kali koefisien *drag*, tekanan dinamis arus bebas dan luas karakteristik yang dapat dituliskan dalam bentuk sebagai berikut [20]:

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho U^2 A$$

C_D : koefisien hambatan

$\frac{1}{2} \rho U^2$: tekanan dinamis arus bebas

A : luas karakteristik (luas daerah yang mengalami geseran)

➤ Koefisien Tekanan (C_P)

Selain menggunakan C_D , untuk merepresentasikan *pressure drop* juga dapat digunakan C_P (*Pressure Coefficient*). Koefisien *pressure* didefinisikan sebagai perbandingan tekanan statis terhadap tekanan dinamis yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_P = \frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho U_0^2}$$

P : Tekanan permukaan silinder (N/m²)

P₀ : Tekanan statik (N/m²)

U₀ : Kecepatan aliran bebas (m/s)

ρ : Densitas fluida (kg/m³)

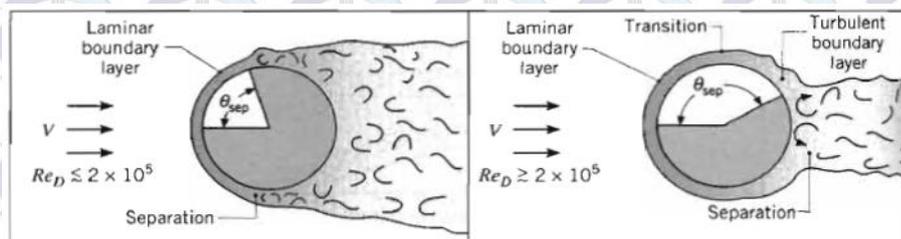
2. 5. Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Melintasi Tube Tunggal

2.5.1 Karakteristik Aliran Melintasi Tube Tunggal

Bartlett, D.A (1996) menyatakan bahwa dalam sebuah *heat exchanger*, fluida yang mengalir bisa berupa laminar atau turbulen. Aliran turbulen mampu menghasilkan perpindahan panas yang lebih baik karena aliran tersebut bercampur dan berbaur dengan baik didalam *shell*. Perpindahan panas pada aliran laminar bergantung sepenuhnya pada konduktivitas thermal fluida untuk bisa mentransfer dari bagian dalam fluida ke dinding *heat exchanger* [4]. Pola aliran laminar dan turbulen ini salah satunya tergantung pada suatu parameter yang disebut bilangan *Reynolds (Reynolds number)*, Re.

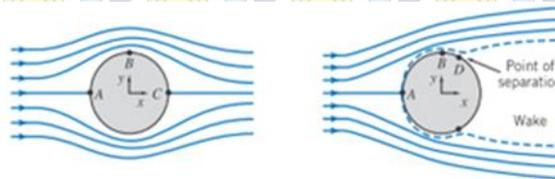
Pada saat fluida melewati body luar *tube* tunggal (*external flow*) maka karakteristik alirannya dapat dibedakan menjadi dua kelompok yang didasarkan pada nilai bilangan *reynolds*. Panjang karakteristik *tube* tunggal diambil dari diameter eksternalnya (D), sehingga *reynolds number* dapat didefinisikan sebagai $Re = Re_D = VD/v$ dimana V adalah kecepatan seragam fluida saat mencapai *tube*.

Bilangan kritis *reynolds number* untuk aliran yang melewati *tube* kira-kira $Re_{cr} = 2 \times 10^5$. Dengan demikian, batas lapisan menjadi laminer adalah untuk $Re < 2 \times 10^5$ dan akan menjadi turbulen pada $Re > 2 \times 10^5$.



Gambar 2.31 Letak titik separasi aliran laminar dan turbulen efek dari intensitas turbulensi aliran [17]

Pada gambar 2.31, titik terdepan silinder, terdapat titik stagnasi dimana kecepatan fluida adalah nol dan tekanannya meningkat, kemudian dari titik A ke B terjadi akselerasi aliran karena pada daerah ini merupakan daerah *favorable pressure gradient* dimana $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$. Setelah itu aliran akan mengalami *deselerasi* pada titik D karena aliran fluida pada daerah ini mengalami kekurangan momentum untuk mengatasi gradien tekanan yang tinggi dibelakang *tube*, dan akhirnya aliran fluida akan terseparasi. Keadaan tersebut dinamakan *adverse pressure gradient* ($\frac{\partial p}{\partial x} > 0$). Pada daerah dibelakang *tube* akan terbentuk *wake* dan alirannya dikarakteristikan oleh suatu bentuk vortex yang tidak beraturan. Pola aliran yang melintasi silinder ditunjukkan pada gambar berikut:



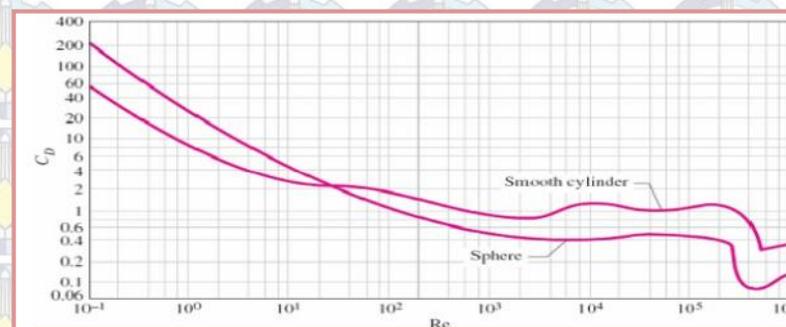
a. Aliran Inviscid

b. Aliran Viscous

Gambar 2.32 Profil Aliran Fluida Melintasi Silinder Sirkular Tunggal

Sifat aliran yang melewati *tube* sangat mempengaruhi koefisien hambatan total C_D . *Friction drag* dan *pressure drag* dapat menjadi signifikan. Gaya hambatan pada dasarnya berhubungan dengan *friction drag* pada bilangan *Reynolds* rendah dan *pressure drag* pada bilangan *Reynolds* tinggi. Kedua pengaruh tersebut akan signifikan pada bilangan *Reynolds* seperti pada gambar 2.32.

Dari analisis dimensional dapat ditunjukkan bahwa koefisien hambatan rata-rata C_D untuk silinder dan bola merupakan fungsi dari *Reynolds* number, seperti yang terlihat pada Gambar berikut:



Gambar 2.33 Hubungan antara Koefisien *Drag* (C_D) dengan *Reynolds* Number

Kurva-kurva tersebut menunjukkan perilaku berbeda pada nilai bilangan *Reynolds* yang berbeda pula, berikut penjelasannya:

- $Re < 1$
Aliran yang terbentuk adalah aliran yang pelan dan koefisien hambat berkurang seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*.
- $Re > 10,9$
Pemisahan fluida mulai terjadi pada bagian belakang benda dengan munculnya pusaran. Separation region membesar seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds* sampai sekitar 10^3 . Pada saat ini, 95% drag yang terjadi merupakan pressure drag dan akan terus berlangsung turun seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds* pada interval $10 < Re < 10^3$.
- $10^3 < Re < 10^5$
Koefisien hambatnya relatif konstan. Perilaku ini khas pada benda tumpul. Aliran pada batas lapisan adalah laminar tetapi aliran pada *separated region* di belakang silinder atau bola adalah turbulen dengan area yang luas.
- $10^5 < Re < 10^6$
Terjadi penurunan tiba-tiba pada nilai koefisien hambat pada interval ini (biasanya pada 2×10^5). Reduksi besar ini berhubungan dengan aliran yang pada batas lapisannya menjadi turbulen, yang bergerak pada titik separasi lebih jauh pada belakang benda mengurangi ukuran dari *wake* dan juga besarnya pressure drag.

2.5.2 Karakteristik Perpindahan Panas Melintasi Tube Tunggal

Perpindahan panas yang terjadi pada suatu tube tunggal dapat terjadi melalui proses konduksi dan konveksi yang besarnya dapat dinyatakan dengan *nusselt number*. Semakin besar nilai *nusselt number* maka konveksi yang terjadi semakin efektif, sedangkan untuk *nusselt number* yang bernilai 1 menunjukkan bahwa perpindahan kalor yang terjadi pada lapisan fluida tersebut hanya melalui konduksi. *Nusselt number* rata-rata untuk aliran *crossflow* pada silinder dapat menggunakan beberapa alternatif persamaan, antara lain [17]:

1. Zhukauskas

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad \text{untuk } 0.7 < Pr < 500 \text{ dan } 1 < Re_D < 10^6$$

2. Churchill and Bernstein

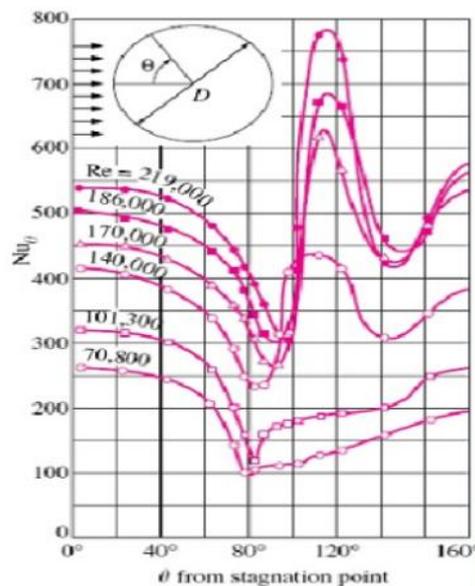
$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4 / Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

3. Grimison

$$Nu_D = C Re_{\max}^m \text{ untuk } N = 10, Pr = 0,7 \text{ dan } 2000 < Re < 0.4 \times 10^5$$

Adanya perbedaan profil aliran diatas, dapat mengakibatkan variasi pada *nusselt number* lokal pada silinder tersebut. Untuk aliran dengan $Re = 10^5$, variasi dari Nu mempunyai dua harga minimum. Penurunan harga Nu yang terjadi mulai dari titik separasi dikarenakan pengembangan dari *laminar boundary layer*. Pada antara 80° dan 100° terjadi kenaikan harga Nu , ini dikarenakan transisi *boundary layer* dari laminer ke turbulen.

Dengan pengembangan turbulent *boundary layer* lebih lanjut, harga Nu menurun lagi. Pada saat separasi aliran terjadi pada mendekati 140° , Nu bertambah lagi dikarenakan mixing di daerah *wake*. Variasi dari bilangan Nusselt lokal (Nu) di sekitar batas luar silinder yang diterapkan pada aliran melintang fluida seperti yang ditunjukkan pada Gambar berikut:



Gambar 2.34 Variasi *Local Nusselt Number* dari Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal [17]

- kecil
- Nu berkurang seiring dengan kenaikan sebagai hasil dari penebalan batas lapisan laminer.

- $80^\circ < \theta < 90^\circ$
Nu mencapai nilai minimum. Untuk bilangan *Reynolds* rendah, Nu berhubungan dengan titik separasi pada aliran laminer, sedangkan untuk bilangan *Reynolds* yang tinggi, Nu berhubungan dengan transisi menuju aliran turbulen.
- $\theta > 90^\circ$
Nu meningkat seiring dengan kenaikan θ yang berhubungan dengan perpaduan yang intens pada zona separasi (aliran yang terjadi adalah laminer).
- $90^\circ < \theta < 140^\circ$
Nu meningkat seiring dengan penebalan batas lapisan (aliran yang terjadi adalah turbulen), hal tersebut dikarenakan terjadi mixing di daerah *wake*.
- $\theta > 140^\circ$
Nu mencapai nilai minimum kedua sehubungan dengan titik separasi yang terjadi pada aliran turbulen.

2.6. Pengaruh Penambahan *Splitter plate* pada Tube terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Tube Tunggal

2.6.1 Karakteristik Aliran Melintasi Tube Tunggal dengan Penambahan *Splitter plate* pada Sisi Downstream

Bluff body banyak ditemukan dalam aplikasi engineering salah satunya yaitu *heat exchanger*. Daerah *wake* yang terbentuk pada *bluff body* akibat suatu aliran dapat menghasilkan gaya *unsteady* yang cukup besar yang berpotensi untuk menyebabkan kerusakan struktur dari *bluff body* tersebut.

Dari segi mekanika fluida bentuk – bentuk *bluff body* seperti silinder akan mengalami *drag force* yang merugikan karena aliran akan lebih mudah terseparasi. Karena itu banyak penelitian yang dilakukan dengan tujuan untuk mengurangi *drag force* yang terdapat pada *bluff body*. Cara yang dilakukan untuk mengurangi gaya-gaya drag tersebut yaitu dengan melakukan pengontrolan aliran.

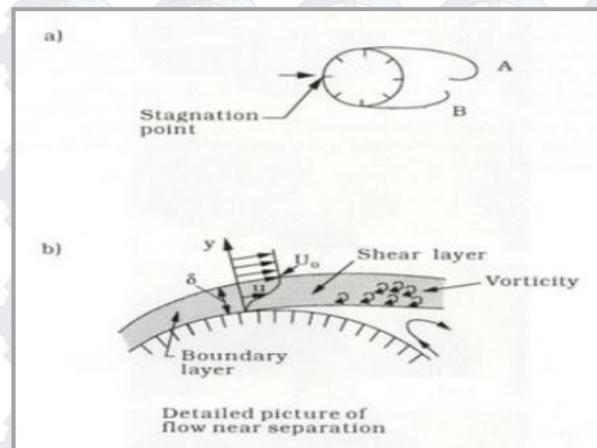
Teknik pengontrolan aliran fluida pada *bluff* diklasifikasikan dalam dua metode, yaitu metode pengontrolan pasif dan metode pengontrolan aktif. Metode

pengontrolan aktif berfungsi untuk mengontrol aliran fluida dengan cara menyuplai energi dari luar seperti penambahan hembusan jet, sedangkan metode pengontrolan pasif yaitu mengontrol aliran fluida dengan cara memodifikasi bentuk *bluff body* dengan cara menempatkan alat tambahan seperti batang pengontrol atau dengan menempelkan elemen tambahan atau menambahkan bentuk *streamline body* dibelakangnya seperti *splitter plate* pada *bluff body* serta menambah kekasaran permukaan.

Fenomena *Vortex shedding* Penyebab Vibrasi (*Vortex Induced Vibration*)

Pada setiap aliran yang melintasi silinder tunggal (*single tube*) memiliki karakteristik aliran yang berbeda-beda sesuai bilangan *Reynolds*. Ketika momentum aliran yang digunakan untuk mengalirkan fluida ini sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek (*friction*) dan *adverse pressure gradient* yang terjadi pada kontur maka akan mengakibatkan terjadinya fenomena separasi. Separasi ini akan diikuti oleh terbentuknya daerah *wake* di belakang silinder utama. Untuk memprediksi adanya *vortex* di daerah *wake* diperlukan analisa mengenai frekuensi *vortex shedding*. Analisa ini dilakukan agar geometri benda tidak mengalami getaran berlebihan saat aliran fluida melintas. Hal ini dikarenakan resonansi antara frekuensi *vortex shedding* dan frekuensi natural dari geometri benda dapat merusak peralatan.

Berdasarkan banyak eksperimen visualisasi aliran yang telah dilakukan, nilai *Re* inilah yang akan menentukan bagaimana bentuk pola aliran yang akan terjadi. Beberapa di antaranya misalnya, bila nilai *Re* rendah (laminar), maka yang terjadi adalah pola aliran yang mulus, tanpa terjadi pusaran-pusaran lokal fluida (*vortex*). Selanjutnya bila kecepatan aliran dinaikkan, yang berarti nilai *Re* makin bertambah besar, mulai masuk area transisi, maka akan mulai terbentuk vortek. Dalam rentang nilai *Re* ini akan terbentuk sepasang vortek simetris di belakang silinder yang berputar stasioner tanpa terpecah selama rentang nilai *Re* tidak berubah.

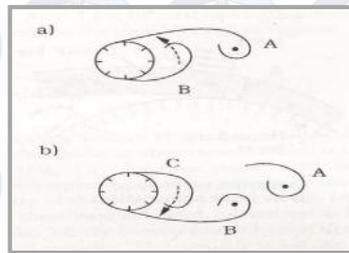


Gambar 2.35 Skema Terbentuknya Shear Layer yang Selanjutnya akan Membentuk Vortek A dan B

Namun ketika nilai Re ini terus dinaikkan, maka medan aliran makin menjadi tidak stabil, yang mana terbentuk pusaran seperti pada gambar 2.35 dan lambat-laun formasi vortek yang terbentuk mulai berantakan dengan pola-pola yang tertentu. Maka pada saat itulah akan timbul suatu fenomena yang dinamakan pelepasan vortek (*Vortex shedding*). Fenomena ini adalah terlepasnya vortek secara bolak-balik di sisi-sisi silinder dengan pola dan frekuensi tertentu. Pola pelepasan vortek ini pun secara lebih detil akan memiliki bentuk tertentu sesuai dengan rentang angka Re -nya.

Vortex shedding merupakan aliran yang tidak stabil (*unsteady flow*) yang terjadi sesuai dengan ukuran dan bentuk geometri benda. Dalam aliran ini, pusaran diciptakan pada belakang benda dan berasilasi dari kedua bagian benda (*upper side* dan *lower side*). Aliran fluida yang melewati benda akan menciptakan tekanan rendah. Pada akhirnya, jika frekuensi *vortex shedding* sesuai dengan frekuensi resonansi benda, akan menciptakan gerakan atau vibrasi pada benda.

Pelepasan vortek hanya akan terjadi jika terdapat interaksi antara dua lapisan geser (*shear layer*) pada dua sisi silinder seperti pada gambar 2.36. Secara teoritik hal ini bisa dihindarkan dengan cara meniadakan interaksi tersebut. Misalnya dengan cara memberikan suatu pelat pemisah (*splitter plate*) di bagian belakang silinder di antara dua lapisan tersebut. Maksudnya agar interaksi antar vortek bisa dicegah, sehingga akhirnya tidak terjadi pelepasan vortek.



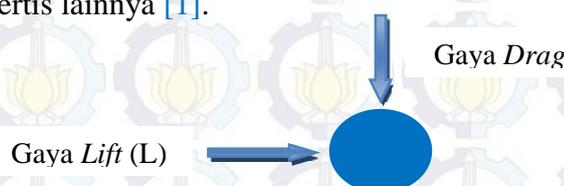
Gambar 2.36 Skema Mekanisme Terjadinya Pelepasan Vortek (*Vortex shedding*) pada Sebuah Silinder dalam Aliran Steady (penampang 2-D)

Ketika fluida mengalir melalui kumpulan *tube* (*tube banks*) maka akan terjadi peningkatan nilai *pressure drop* dan perpindahan panas pada *tube banks* dikarenakan adanya vortisitas pada bagian belakang *tube*. Terjadi perubahan propertis secara signifikan pada daerah dekat *tube* seperti kecepatan, tekanan serta propertis lainnya [1].

Sebuah silinder yang berada dalam aliran steady akan mengalami pelepasan vortex bila $Re > 40$. Pelepasan vortex tersebut menimbulkan komponen gaya-gaya (gaya lift dan gaya drag) yang bekerja pada silinder tersebut dengan bervariasi secara periodik seperti pada gambar 2.37. Gaya lift menimbulkan getaran tegak lurus arah aliran fluida (*cross-flow vibration*). Sedangkan, gaya drag menimbulkan getaran searah aliran (*in-line vibration*). Bentuk-bentuk tak berdimensi dari lift dan drag adalah koefisien lift dan koefisien drag. Koefisien lift (C_L) dan koefisien drag (C_D) didefinisikan sebagai berikut:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A}$$

Ketika fluida mengalir melalui kumpulan *tube* (*tube banks*) kondensor maka akan terjadi peningkatan nilai *pressure drop* dan perpindahan panas pada *tube banks* dikarenakan adanya vortisitas pada bagian belakang *tube*. Terjadi perubahan propertis secara signifikan pada daerah dekat *tube* seperti kecepatan, tekanan serta propertis lainnya [1].



Gambar 2.37 Gaya Dinamis Pada Silinder Sirkular

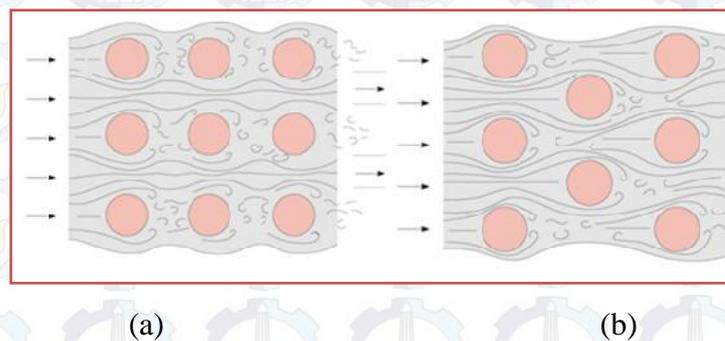
2.6.2 Karakteristik Perpindahan Panas Tube Tunggal dengan Penambahan *Splitter plate* pada Sisi Downstream

Adanya penambahan *splitter plate* maka dapat menurunkan turbulensi sehingga nilai penurunan tekanan dapat dikurangi dan gaya drag dapat diperkecil namun hal ini berakibat menurunnya nilai perpindahan panas. Namun hilangnya perpindahan panas konveksi akibat penurunan turbulensi dapat dikompensasi dengan adanya perpindahan panas konduksi dari extended surface dari *splitter plate* tersebut. Sehingga secara keseluruhan nilai perpindahan panas pada silinder dengan menggunakan *splitter plate* lebih meningkat dibandingkan dengan silinder polos.

2.7. Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan Tube

2.7.1 Karakteristik Aliran Melintasi Susunan Tube

Ada dua konfigurasi *tube* yang biasa digunakan yaitu staggered dan aligned. Karakteristik konfigurasi dipengaruhi oleh diameter *tube* (D), jarak transversal (ST), jarak longitudinal (SL) yang diukur dari titik pusat *tube*. Kondisi aliran yang melewati susunan *tube* didominasi oleh pengaruh separasi *boundary layer* dan olakan fluida, dimana hal ini akan mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi.



Gambar 2.38 Susunan Tube (a) Aligned (b) Staggered

Koefisien perpindahan panas yang melintasi susunan *tube* tergantung pada posisi *tube*, dimana untuk *tube* pada baris pertama hampir sama dengan *tube* tunggal untuk aliran melintang (*cross flow*). Koefisien yang lebih besar akan terjadi pada baris sebelah dalam akibat adanya pengaruh olakan fluida. Dengan terolaknya aliran fluida tersebut, kecepatan fluida yang mengalir didalamnya

menjadi bertambah sehingga akan menaikkan *Reynolds number* yang berakibat pada naiknya koefisien perpindahan panas konveksi fluida.

Kondisi aliran fluida diluar susunan tube dipengaruhi oleh pola aliran, pengaruh separasi boundary layer dan tingkat turbulensi downstreamnya, dimana hal tersebut akan mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi pada susunan tube tersebut. Ada dua konfigurasi tube yang biasa digunakan yaitu staggered dan aligned. Karakteristik konfigurasi dipengaruhi oleh diameter tube (D), jarak transversal (S_T), jarak longitudinal (S_L) dan puncak diagonal (S_D) yang diukur dari titik pusat tube.

Puncak diagonal dapat ditentukan dengan:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 - \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$$

Saat fluida memasuki susunan tube tersebut, luas area aliran berkurang dari $A = S_T L$ menjadi $A_T = (S_T - D)L$ antara masing-masing tube dan kecepatan aliran meningkat. Pada penyusunan tube secara staggered, kecepatannya dapat meningkat lebih jauh di bagian diagonal jika barisan pipanya sangat dekat satu sama lain. Dalam susunan tube, karakteristik aliran didominasi oleh kecepatan maksimum v_{max} yang terjadi di dalam susunan tube dibandingkan dengan kecepatan datangnya fluida (v). Oleh karena itu bilangan *Reynolds* didefinisikan pada dasar kecepatan maksimumnya sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{\rho v_{max} D}{\mu} = \frac{v_{max} D}{\nu}$$

Kecepatan maksimum ditentukan dari persyaratan konservasi massa untuk aliran steady inkompresibel.

Untuk penyusunan secara aligned, kecepatan maksimum terjadi pada area aliran minimum antar tube, dan konservasi massanya dapat dinyatakan sebagai

$v A_1 = v_{max} A_T$ atau $v S_T = v_{max} (S_T - D)$. Jadi kecepatan maksimumnya menjadi:

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v$$

Untuk penyusunan secara staggered, fluida mendekati arean A_1 melewati area A_T dan kemudian area $2A_D$ ketika saat itu juga fluida membungkus sekeliling tube pada baris berikutnya. Jika $2A_D > A_T$, maka kecepatan maksimumnya tetap terjadi pada A_T antar tube dan juga hubungan persamaan v_{\max} diatas dapat juga digunakan untuk penyusunan secara staggered. Akan tetapi, jika $2A_D < A_T$ atau jika $2(S_D - D) < (S_T - D)$, kecepatan maksimum terjadi pada bagian diagonal potongnya, dan kecepatan maksimumnya menjadi:

$$v_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} v$$

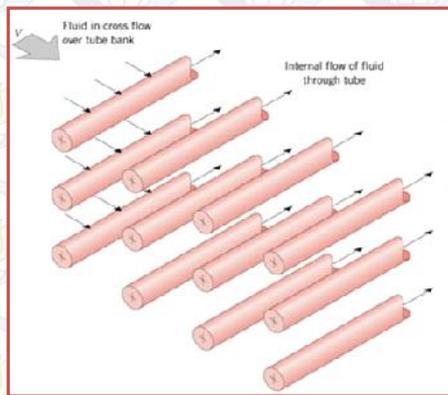
2.7.2 Karakteristik Perpindahan Panas pada Fluida Melintasi Susunan Tube

Sifat aliran fluida yang melewati susunan tube pada baris pertama menyerupai aliran yang melewati tube tunggal, khususnya ketika tube-tube tersebut jaraknya tidak terlalu dekat satu sama lain. Sifat aliran fluida yang melewati susunan tube pada baris kedua dan seterusnya adalah sangat berbeda karena pembentukan *wake* dan turbulensi yang disebabkan oleh tube-tube baris pertama. Tingkat turbulensi dan juga koefisien heat transfer panas meningkat seiring dengan jumlah baris karena efek kombinasi dari baris pertama, tetapi tidak ada perubahan yang signifikan pada tingkat turbulensi setelah beberapa baris pertama dan juga koefisien transfer panasnya konstan.

Perpindahan Panas Pada Fluida dengan Aliran Melintang (*CrossFlow*) Pada Susunan Tube

Aliran melintang pada susunan tube sering kali dijumpai pada alat penukar panas jenis Kondensor dan Evaporator. Pada perangkat penukar panas jenis tersebut suatu fluida mengalir pada beberapa buah tube sedangkan fluida lainnya mengalir secara melintang tegak lurus dengan tube. Pada kasus seperti ini perhitungan perpindahan panas tidak dapat dilakukan dengan menghitung satu pipa kemudian mengalikannya dengan jumlah pipa. Hal tersebut dikarenakan pola aliran sangat dipengaruhi oleh pipa-pipa tersebut sebagai suatu kesatuan. Untuk itu, analisa perpindahan panasnya harus menganggap semua tube merupakan satu bundel.

Susunan tube yang ada biasanya berbentuk satu garis (*aligned*) dan berselang-seling (*staggered*). Koefisien perpindahan panas yang melintasi susunan tube tergantung pada posisi tube, dimana untuk tube pada baris pertama hampir sama dengan tube tunggal untuk aliran melintang (*cross flow*). Koefisien yang lebih besar akan terjadi pada baris sebelah dalam akibat adanya pengaruh olakan fluida. Dengan terolaknya aliran fluida tersebut, kecepatan fluida yang mengalir didalamnya menjadi bertambah sehingga akan menaikkan *Reynolds* number yang berakibat pada naiknya koefisien perpindahan panas konveksi fluida.



Gambar 2.39 Aliran Fluida Melintang (*crossflow*) Melewati Susunan Tube

Dalam perhitungan *Nusselt Number* rata-rata, digunakan persamaan umum hasil eksperimen yang diusulkan oleh Zhukauskas, yaitu:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Persamaan diatas adalah untuk nilai bilangan Prandtl $0.7 < Pr < 500$, nilai nilangan *Reynolds* $0 < Re_D < 2 \times 10^6$, serta jumlah pipa dalam berkas arah longitudinal $N_L > 16$. Nilai C, m, dan n adalah konstanta yang tergantung pada nilai bilangan *Reynolds*. Semua sifat fluida ditentukan pada temperatur rata-rata fluida dan untuk susunan tube yang jumlah tubenya kurang dari 16 maka digunakan persamaan koreksi sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_D = F \overline{Nu}_D$$

Dengan F adalah faktor koreksi yang nilainya bergantung pada jumlah tube dalam susunan tube tersebut. Begitu diketahui nilai bilangan Nusselt, maka nilai koefisien konveksi segera dapat dihitung. Selanjutnya untuk menghitung laju

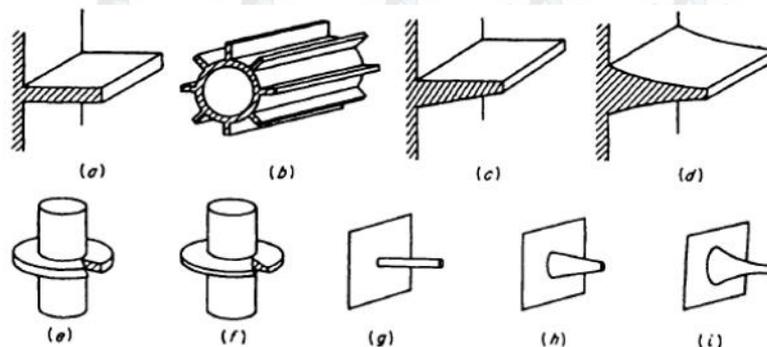
perpindahan panas konveksi, selisih temperatur yang digunakan adalah selisih temperatur rata-rata logaritmik (LMTD), dan laju perpindahan panas konveksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = \dot{m} C_p (T_o - T_i)$$

2. 8. Pengaruh Penambahan *Splitter plate* pada Tube terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan Tube

Sirip (fin) sering digunakan pada alat penukar kalor untuk meningkatkan luasan perpindahan panas antara permukaan utama dengan fluida di sekitarnya. Idealnya, material sirip harus memiliki konduktivitas termal yang hampir sama dengan permukaan *tube* untuk meminimalkan perbedaan temperatur antara permukaan utama (*prime surface*) dengan permukaan yang diperluas (*extended surface*).

Ada berbagai tipe sirip pada alat penukar kalor yang telah digunakan seperti pada gambar 2.40, diantaranya tipe sirip lurus (*straight fin*), sirip sirkular (*circular fin*) dan sirip pin (*pin fin*). Bentuk fin disesuaikan dengan geometri permukaan utama.



Gambar 2.40 Beberapa contoh jenis sirip (a) sirip lurus longitudinal dengan profil segiempat (b) pipa silindris dengan sirip lurus berprofil segiempat (c) sirip triangular atau sirip longitudinal dengan profil trapezoidal (d) sirip lurus longitudinal dengan profil parabola (e) pipa silindris dengan sirip radial berprofil segiempat (f) pipa silindris dengan sirip radial berprofil trapezoidal (g) Sirip pin bentuk sirip segiempat (h) Sirip pin bentuk sirip segitiga (i) Sirip pin bentuk parabolik

Splitter plate merupakan jenis sirip lurus dengan bentuk segi empat. Sirip ini merupakan elemen berbentuk plat datar (*rectangular fin*) yang dipasang secara searah terhadap aliran fluida (*longitudinal fin*) dimana fluida mengalir dalam arah aliran melintang (*crossflow*) terhadap dinding alat penukar panas tersebut (bagian permukaan yang terkena panas seperti *tube heat exchanger*). Penambahan sirip dari sebuah permukaan yang mengalami pemanasan dapat meningkatkan luas permukaan *dissipasi* atau pembuangan panas dan menyebabkan pencampuran aliran yang turbulen sehingga meningkatkan unjuk kerja *dissipasi* panas yang berdampak pada meningkatnya ketahanan (*reliability*) dan umur peralatan.

Laju perpindahan panas pada alat penukar kalor dengan temperatur tertentu dapat ditingkatkan dengan menaikkan koefisien perpindahan panas rata-rata (\bar{h}), menaikkan luas permukaan perpindahan panas (A) atau kedua-duanya. Kenaikan perpindahan panas dapat dicapai dengan cara konveksi paksa (*forced convection*) atau mengubah geometri dari alat penukar panas. Dalam praktiknya, metode ini dibatasi oleh besarnya nilai penurunan tekanan maksimum yang diijinkan melalui susunan *tube* tersebut karena kenaikan perpindahan panas akan disertai penurunan tekanan. Energi yang hilang karena penurunan tekanan dapat melebihi energi yang didapatkan dari usaha peningkatan perpindahan panas tersebut.

2. 9. Pengaruh Penambahan *Guide plate* terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Melintasi Susunan *Tube*

Aliran dengan Vortex Generator

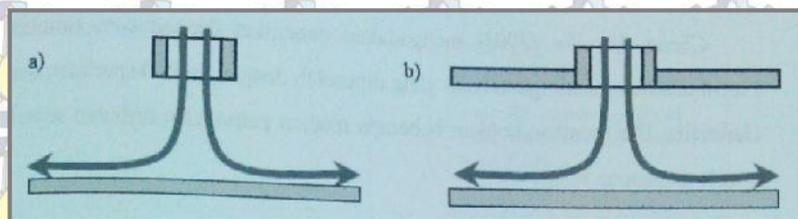
Vortex generator merupakan suatu bentuk khusus yang digunakan untuk menimbulkan aliran sekunder atau vortices dengan cara swirling dan membuat aliran menjadi tidak stabil. *Guide plate* yang digunakan pada penelitian ini merupakan salah satu jenis vortex generator. Terdapat berbagai macam bentuk vortex generator yang digunakan untuk meningkatkan nilai perpindahan panas. *Vortex generator* mempengaruhi medan kecepatan dan temperatur sehingga mengganggu aliran yang terbentuk. Dengan adanya vortex generator secara umum meningkatkan intensitas turbulensi, hal inilah yang dapat meningkatnya laju perpindahan panas.

Berdasarkan penelitian oleh Liou dkk (2000) diperoleh hasil untuk bentuk V45 U menghasilkan laju perpindahan panas yang tinggi pada sisi atas khususnya sekitar tip, namun menjadi sangat rendah tepat dibelakang *vortex generator* karena adanya *flow separation zone*. Adanya gabungan vektor aliran counter rotating longitudinal vortices yang mengarah ke bawah (bottom) yang ditimbulkan oleh kedua lengan dari bentuk *vortex generator* pada daerah *midspan* ditengarai sebagai penyebab terjadinya daerah *augmentasi heat transfer* yang lebar.

Secara umum dapat disimpulkan dengan adanya *vortex generator* menghasilkan reattachment aliran akibat terbentuknya turbulensi, hal ini memberikan efek yang baik yaitu adanya peningkatan nilai perpindahan panas. *Vortex generator* tipe V-U menghasilkan peningkatan nilai perpindahan panas yang lebih tinggi dari pada tipe V-D. Demikian pula dari sisi nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dihasilkan, tipe U memberikan hasil penurunan tekanan yang lebih kecil dari tipe D. Untuk tipe V-60 D menghasilkan *friction loss* yang besar, hal ini terlihat dari besarnya *recirculation zone* dibelakang *vortex generator*.

Aliran Jet Impingement

Dari bentuk nozzle, aliran ini dapat diklasifikasikan menjadi unconfined dan confined impinging jet seperti pada gambar 2.41. Untuk aplikasi dunia industri banyak digunakan bentuk confined jet dengan multiple jet supaya menghasilkan perpindahan panas konveksi pada daerah yang lebih luas.



Gambar 2.41 (a) *Unconfined Impinging Jet* (b) *Confined Impinging Jet*

Perpindahan panas pada aliran jet impingement merupakan fungsi dari banyak parameter antara lain bilangan *Nusselt* (Nu), bilangan *Reynolds* (Re), bilangan *Prandtl* (Pr), bilangan tak berdimensi jarak nozzle terhadap plate (H/d) dan jarak dari stagnation point (x/d).

Penelitian [10,13] meneliti pada *confining top wall*. Koefisien perpindahan panas lokal pada permukaan *impingement* mempunyai bentuk distribusi maksimum didekat *stagnation point* dan berkurang dengan bertambahnya jarak dari *stagnation point*.

Cheng (2003) mengadakan penelitian dengan cara simulasi menggunakan FLUENT kemudian membandingkan hasil yang diperoleh dengan hasil eksperimen oleh Garimella. Cheng dan Wu membandingkan beberapa macam pemodelan turbulen yaitu $k-\epsilon$, $k-\omega$ maupun RSM. Hasil dari penelitian tersebut adalah bahwa dengan konstanta sama dengan default, model $k-\omega$ didapatkan hasil yang lebih baik dari pada model $k-\epsilon$ maupun RSM. Dimana model $k-\omega$ maupun RSM menunjukkan kesalahan hingga 25% dibandingkan hasil eksperimen.

2. 10. Metode Numerik

Aplikasi Simulasi Numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD)

Computational Fluid Dynamics (CFD) merupakan suatu disiplin ilmu yang mempelajari cara memprediksi aliran, perpindahan panas, reaksi kimia yang terjadi pada fluida dan solid serta fenomena lainnya dengan menggunakan penyelesaian persamaan matematika. Salah satu perangkat lunak yang digunakan untuk pemodelan cfd adalah GAMBIT dan FLUENT.

Proses *Meshing*

Setelah geometri selesai dibuat, perlu dilakukan proses *meshing* (membagi volume menjadi bagian-bagian kecil) agar dapat dianalisis pada program CFD. Ukuran *mesh* yang terdapat pada suatu obyek akan mempengaruhi ketelitian dan daya komputasi analisis CFD. Semakin kecil/halus *mesh* yang dibuat, maka hasil yang didapatkan akan semakin teliti, namun dibutuhkan daya komputasi yang makin besar.

Pendefinisian Tipe Batas (*Boundary Type*) dan Kontinum

Sebelum simulasi aliran maka semua bidang harus ditentukan tipe batasnya (*boundary type*) pada GAMBIT. Apabila tidak ditentukan, maka FLUENT akan mendefinisikan seluruh bidang sebagai dinding (*wall*) secara otomatis. Jika diinginkan, setiap bidang yang penting dapat diberi nama. Setiap volume (kontinum) yang ada dalam model harus didefinisikan. Jenis kontinum

yang terdapat pada GAMBIT adalah fluida dan solid. Apabila tidak didefinisikan, secara otomatis FLUENT akan mendefinisikan kontinum sebagai udara. Berikut adalah kondisi batas yang digunakan pada penelitian ini yaitu:

1. *Velocity Inlet*

Lokasi kondisi batas ini berada pada sisi masuk daerah saluran. Nilai masukan yang dibutuhkan adalah kecepatan aliran dan arah aliran dan sifat turbulensi. Pada kondisi batas ini, kecepatan masuk aliran akan selalu tetap sepanjang iterasi. *Velocity Inlet* hanya dapat digunakan pada aliran tak mampu mampat (*incompressible*).

2. *Outflow*

Kondisi batas ini digunakan apabila parameter aliran pada keluaran sama sekali tidak diketahui. Kondisi batas ini hanya dapat digunakan untuk fluida tak mampu mampat (*incompressible*) dengan aliran berkembang penuh (*fully developed flow*). Kondisi batas ini tidak dapat digunakan bersamaan dengan *pressure outlet* atau *pressure inlet*.

3. *Wall*

Seluruh permukaan luar *tube* dan plat yang terdapat pada saluran (termasuk *guide plate*) didefinisikan sebagai dinding (*wall*). Tidak ada nilai yang harus dimasukkan pada kondisi batas ini apabila dinding tidak bergerak terhadap waktu dan tidak melakukan perpindahan panas (adiabatik). Namun, apabila dinding bergerak terhadap waktu, maka perlu untuk memasukkan kecepatan putar, sumbu putaran, dan titik asal putaran.

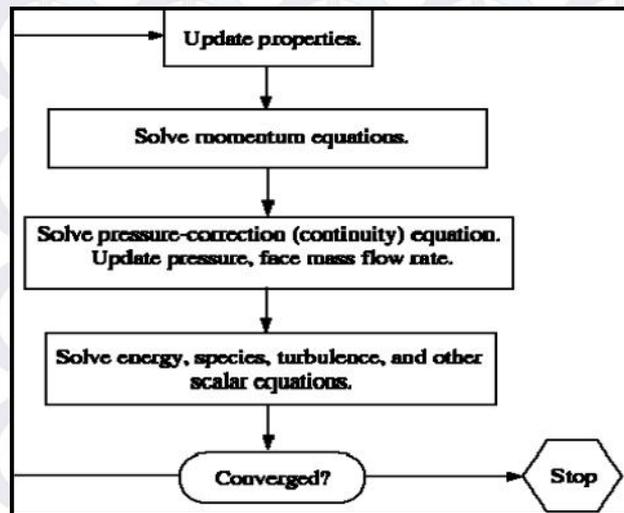
4. *Continuum*

Kontinum (volume yang dilewati aliran) harus didefinisikan. Jenis fluida dari kontinum dipilih berdasarkan fluida yang mengalir.

Solver Segregated

Formulasi *solver segregated* dan *coupled* mempunyai perbedaan pada cara penyelesaian persamaan kontinuitas, momentum, dan energi serta persamaan *species transport* (jika diperlukan). *Solver segregated* menyelesaikan persamaan-persamaan yang terlibat secara bertahap (terpisah antara satu persamaan dengan persamaan yang lain). Formulasi *solver* yang digunakan pada penelitian ini adalah

segregated atau *pressure based*. Pada formulasi ini, persamaan-persamaan yang digunakan diselesaikan secara bertahap. Oleh karena persamaan-persamaan yang digunakan dalam model tidak linear, diperlukan beberapa kali iterasi untuk menyelesaikan setiap persamaan. Tiap iterasi terdiri dari beberapa langkah, seperti yang terlihat pada gambar 2.42.



Gambar 2.42 Prosedur Iterasi pada Formulasi *Solver Segregated*

Model Turbulensi

Aliran turbulen dikenali dengan adanya medan kecepatan yang berfluktuasi. Fluktuasi kecepatan mengakibatkan perubahan berbagai besaran seperti momentum, energi dan konsentrasi partikel. Model turbulen penelitian ini didekati dengan menggunakan model k -epsilon (k - ϵ). Model k - ϵ merupakan model semi empiris yang dikembangkan oleh Launder & Spalding. Model k - ϵ merupakan model turbulensi yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen (*turbulent velocity*) dan skala panjang (*length scales*) ditentukan secara independen. Kestabilan, ekonomis (dari sisi komputasi) dan akurasi yang memadai untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model k - ϵ sering digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan kalor.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Dalam rangka mencapai tujuan penelitian yakni mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan *tube* kondensor dengan menggunakan modifikasi pada *tube* kondensor berupa penambahan *splitter plate* (*longitudinal fin* berupa plat datar) dan *guide plate* (plat penyearah aliran berbentuk dan T) maka akan dilakukan beberapa tahapan kajian secara simulasi numerik. Pada penelitian ini digunakan metode pemodelan dengan simulasi numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

Pada penelitian ini dipilih metode pemodelan dikarenakan metode ini memiliki beberapa keuntungan sebagai berikut:

- a. Penerapan yang luas dimana dapat diterapkan pada bentuk geometri yang kompleks sehingga sesuai untuk penelitian dalam dunia industri. Ada beberapa sistem yang cukup sulit untuk dibuat prototipenya atau sulit untuk diuji coba sehingga dengan CFD dapat dibuat prototipe virtualnya untuk lebih mudah mempelajarinya.
- b. Biaya relatif murah apabila dibandingkan dengan metode eksperimen. Dengan menggunakan CFD dapat dengan mudah mengubah parameter, geometri serta kondisi batasnya sehingga didapatkan desain yang lebih optimal. Sehingga proses mendesain sistem akan menjadi lebih hemat dan efisien.
- c. Waktu yang relatif cepat dimana penggunaannya cukup fleksibel untuk berbagai macam variasi, sehingga dapat membantu dalam proses analisa penelitian.

Namun selain keuntungan diatas metode ini memiliki beberapa kerugian yang harus diminimalisir agar didapatkan hasil yang mendekati dengan keadaan sebenarnya dilapangan. Adapun beberapa kerugian metode pemodelan yaitu:

- a. Hasil yang tidak akurat yaitu diperoleh hasil yang berbeda dari kondisi yang sebenarnya hal ini dikarenakan adanya beberapa asumsi untuk parameter yang datanya tidak terukur, seperti profil kecepatan, temperatur dan tekanan.

- b. Hasil yang tidak tepat yaitu diperoleh hasil yang tidak sesuai dengan yang diharapkan apabila terjadi kesalahan pemberian input dalam program pemodelan.
- c. Perangkat hardware yang lebih tinggi spesifikasinya sangat diperlukan untuk pemodelan dengan bentuk geometri dan aliran yang kompleks.

3. 1. Metode Pemodelan

Penelitian ini menggunakan software *Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit* (Gambit 2.4.6) untuk tahap *pre-processing* dan software Fluent 6.3.26 untuk tahap *solver* dan *post-processing*.

Pada penelitian ini digunakan simulasi pemodelan dua dimensi (2D) dalam menggambarkan kondisi geometri aktual di lapangan yang merupakan sistem kompleks tiga dimensi (3D).

3. 2. Tahap Pre-Processing

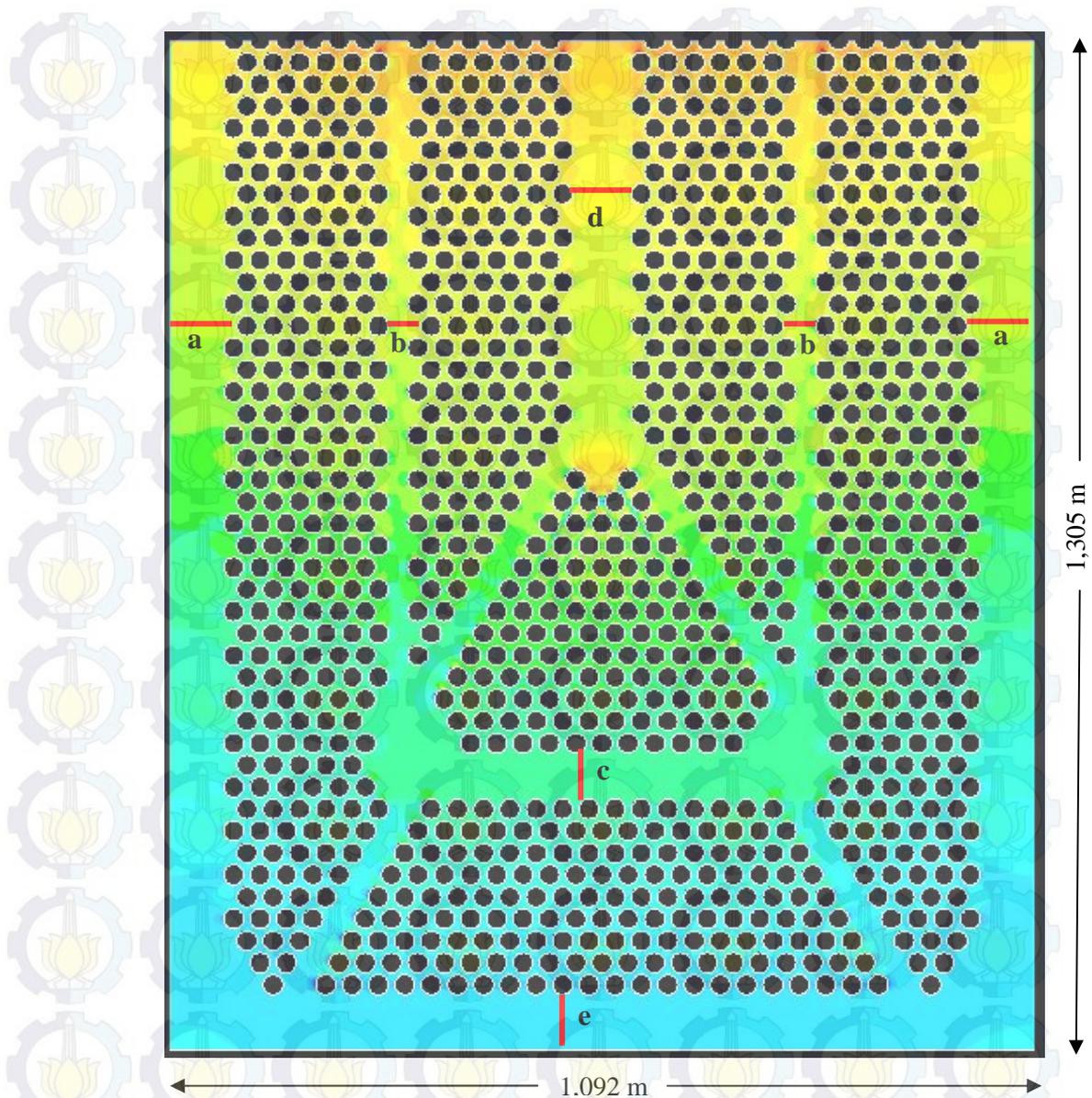
Tahapan *pre-processing* merupakan tahap awal dalam memodelkan dan menganalisa dengan menggunakan CFD. Tahapan ini menggunakan software Gambit 2.4.6. Proses awal ini terdiri dari 3 (tiga) tahapan yaitu:

3.2.1. Pembuatan Model atau Geometri

Pembuatan geometri atau model benda atau yang disebut dengan domain komputasi digunakan software Gambit 2.4.6. Domain komputasi dibuat sesuai dengan geometri sebenarnya dari daerah kritis kondensor PLTU Paiton seperti pada gambar 3.1 yaitu berupa *compact shell and tube heat exchanger*. Pembuatan geometri dilakukan secara *bottom-up* yaitu proses diawali dengan pembuatan sebuah titik (*vortex*). Selanjutnya gabungan dari beberapa titik tersebut dibuat menjadi sebuah garis (*edge*). Terakhir yaitu menggabungkan beberapa garis menjadi sebuah bidang (*face*). Sistem koordinat yang digunakan adalah koordinat kartesian dengan pusat koordinat pada bagian pusat geometri.

Tabel 3.1 Dimensi *Tube*, *Splitter Plate* dan *Guide Plate* (dalam satuan meter)

A. SPESIFIKASI TUBE KONDENSOR	
(Didasarkan pada kondisi aktual sebenarnya di PLTU Paiton unit 1)	
Material	Titanium
Diameter Outer Tube (D)	0,0254
Radius Tube (R)	0,0127
Thickness Tube (t)	0,0005
Jarak Transversal (S_T)	0,03325
Jarak Longitudinal (S_L)	0,0281
Pitch Transversal (P_T) = S_T/D	1,31
Pitch Longitudinal (P_L) = S_L/D	1,11
Jarak antar Tube Longitudinal (l)	0,0308
Jarak antar Tube Transversal (t)	0,00785
Jarak Tube Bawah dng Shell (e)	0,09
Jarak Tube Ujung Kanan dan Kiri dengan wall periodik (a)	0,1751
Jarak Tube Ujung Kanan dan Kiri Tepi (b)	0,0396
Jarak Tube Tengah (d)	0,0717
Jarak Tube Segitiga dan Bawah (c)	0,0905
B. SPESIFIKASI SPLITTER PLATE	
Splitter Plate L = D dan L = $\frac{1}{2}D$	
(Didasarkan pada penelitian terdahulu oleh Suzairin Md Seri)	
Material	Titanium
Panjang	0,0254 dan 0,0127
Ketebalan	0,0016
C. SPESIFIKASI GUIDE PLATE	
Guide Plate Bentuk	
(Didasarkan pada penelitian terdahulu oleh Rudi Tjandrapurnawan)	
Material	Aluminium
Alas (a = 2D)	0,0508
Tinggi (h = D)	0,0254
Ketebalan (t)	0,001
Jarak Guide Plate dengan Tube Kritis (S = 1.5D)	0,0381
Guide Plate Bentuk T	
(Didasarkan pada penelitian terdahulu oleh Md. Mahbub Alam)	
Material	Aluminium
Panjang Head ($L_H = 2D$)	0,0508
Panjang Trail ($L_T = D$)	0,0254
Ketebalan (t)	0,001
Jarak Guide Plate dengan Tube Kritis (S = D)	0,0254

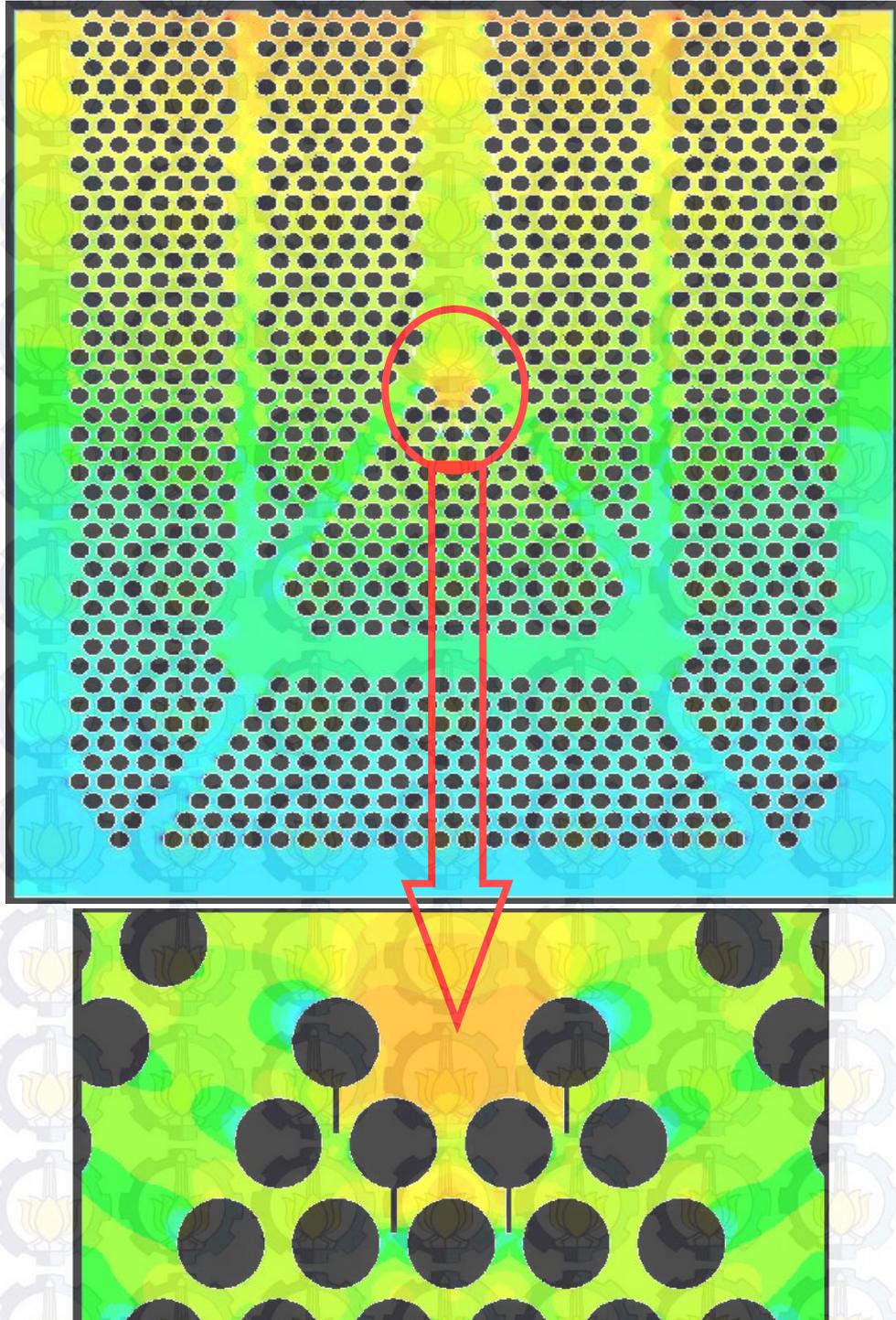


Gambar 3.1 Domain Komputasi 1 (Aktual)

Dalam penelitian ini dibuat 4 (empat) variasi bentuk geometri domain komputasi yang merupakan modifikasi dari domain komputasi aktual. Berikut bentuk geometri beserta ukuran dari pemodelan pada penelitian ini:

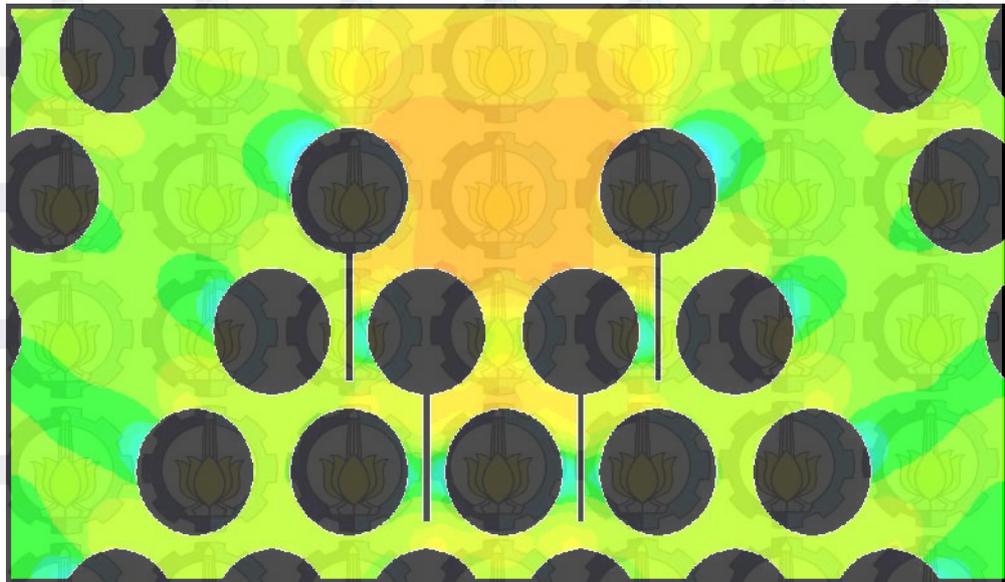
1. Model Geometri domain komputasi 1
Merupakan pemodelan 2D dari sebuah susunan *tube staggered* aktual. Domain komputasi 1 seperti pada gambar 3.1.

2. Model Geometri domain komputasi 2
Merupakan pemodelan 2D dari sebuah susunan *tube staggerred* dengan penambahan *splitter plate* pada sisi *downstream tube* kritis dengan panjang $L = \frac{1}{2} D$.

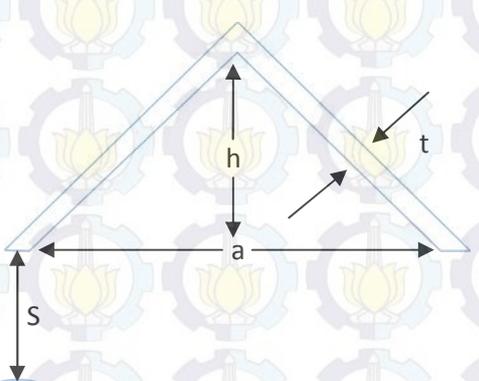
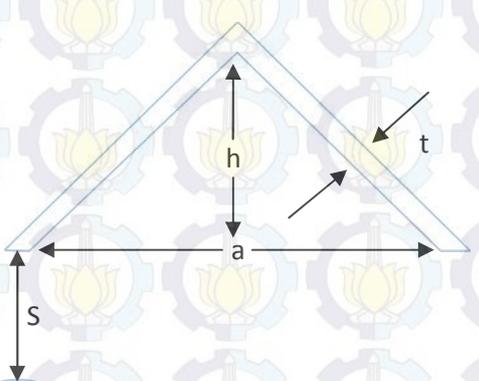


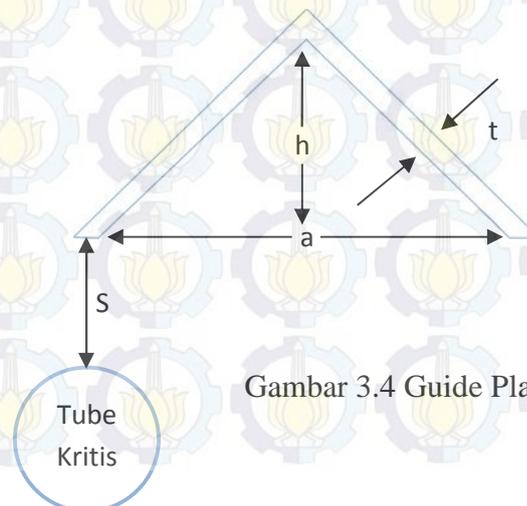
Gambar 3.2 Domain Komputasi 2

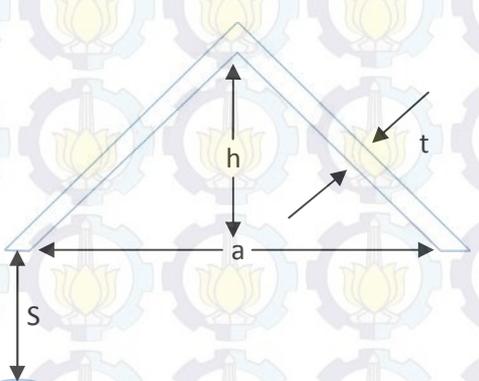
3. Model Geometri domain komputasi 3
Merupakan pemodelan 2D dari sebuah susunan *tube staggerred* dengan penambahan *splitter plate* pada sisi *downstream tube* kritis dengan panjang $L = D$.

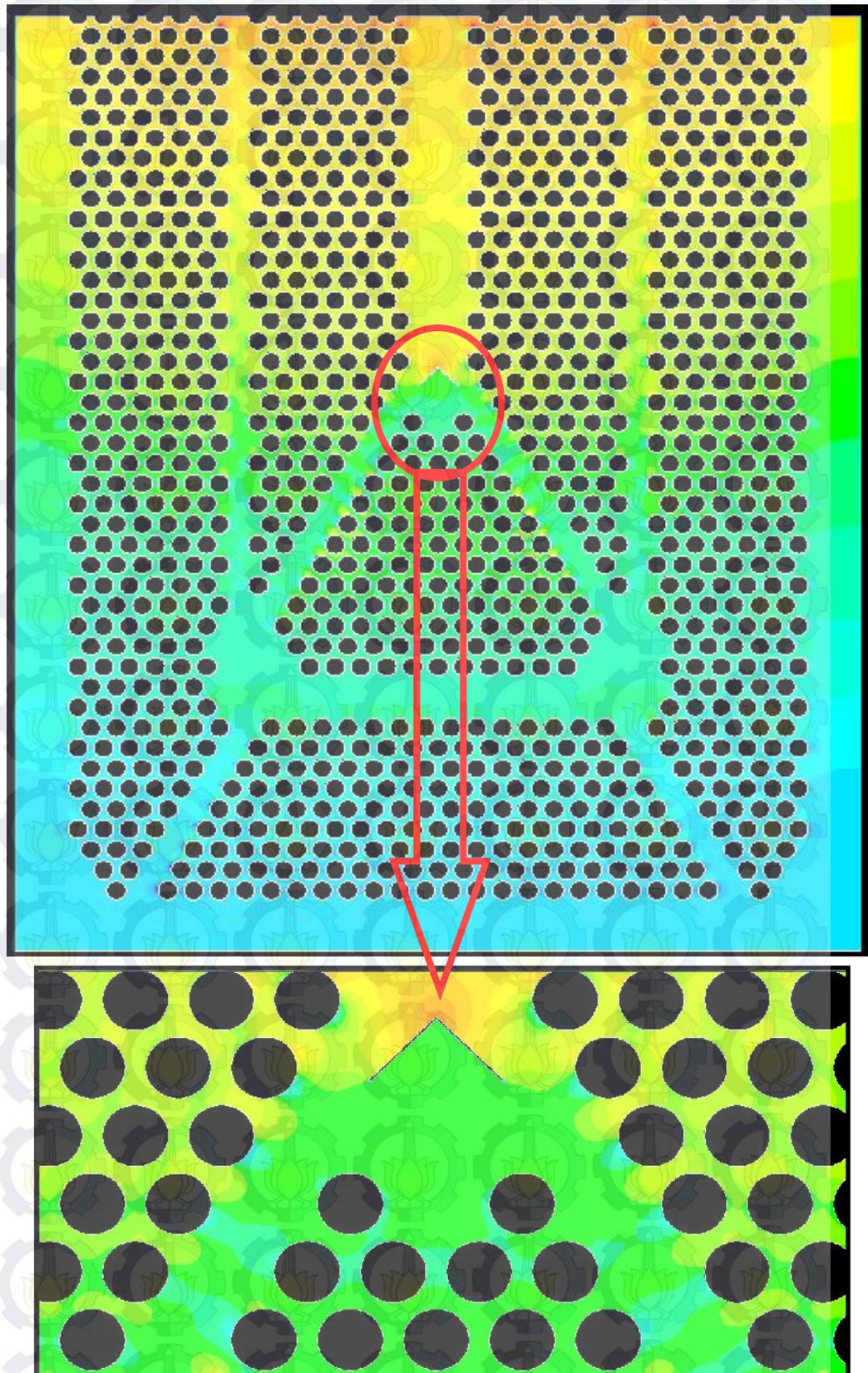


Gambar 3.3 Domain Komputasi 3

4. Model Geometri domain komputasi 4
Merupakan pemodelan 2D dari susunan *tube* kondensor dengan penambahan *guide plate* bentuk  pada sisi *upstream* dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1,5$. Dimensi *guide plate* bentuk  seperti pada gambar 3.4

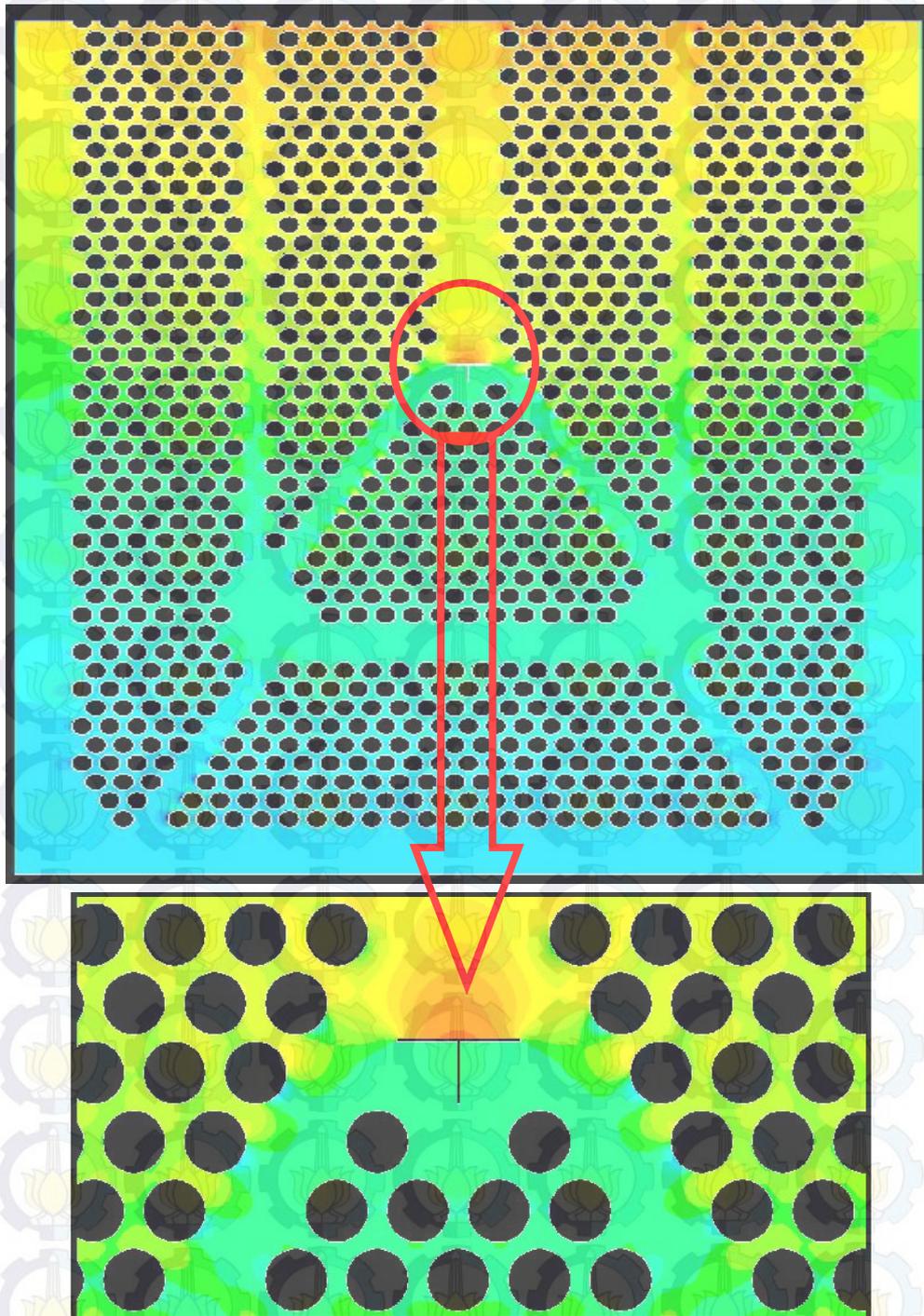


Gambar 3.4 Guide Plate Bentuk 

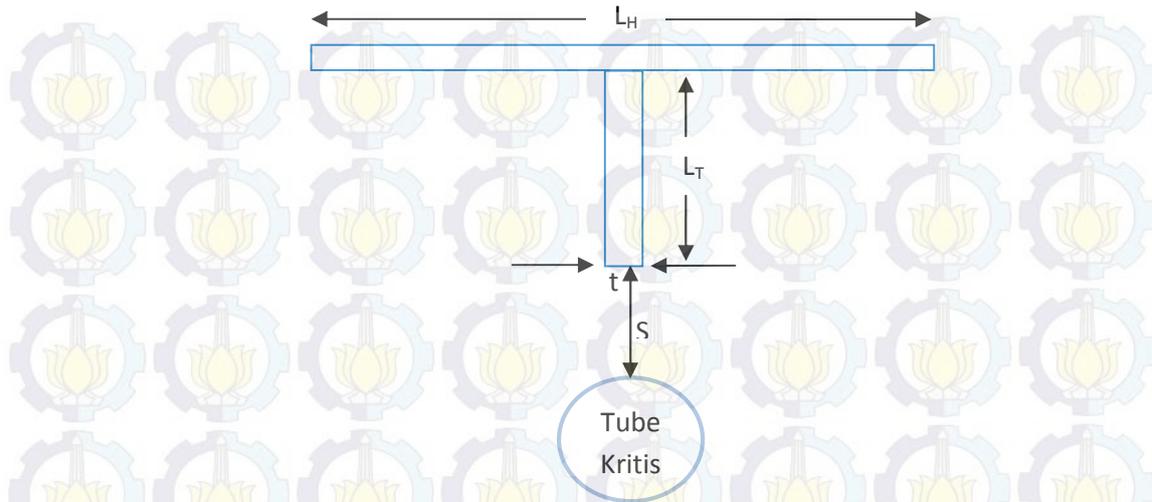


Gambar 3.5 Domain Komputasi 4

5. Model Geometri domain komputasi 5
Merupakan pemodelan 2D dari sebuah susunan *tube* kondensor dengan penambahan *guide plate* bentuk T pada sisi *upstream* dengan jarak horisontal dari tube kritis $S/D = 1$. Dimensi *guide plate* bentuk T seperti pada gambar 3.7



Gambar 3.6 Domain Komputasi 5



Gambar 3.7 Guide Plate Bentuk T

3.2.2. Meshing

Meshing atau pemberian grid sesuai dengan tingkat akurasi yang diinginkan. Dari sini dapat dihasilkan suatu domain komputasi yang selanjutnya akan diekspor ke software Fluent 6.3.26 untuk dilakukan tahap selanjutnya yaitu solving dan post processing.

Sebelum dilakukan penentuan pemberian ukuran *grid* maka harus dilakukan pencarian penentuan *grid independent*. Hal ini bertujuan agar hasil simulasi yang didapatkan merupakan hasil yang tepat dan tidak mengalami perubahan hasil saat *grid* diubah-ubah.

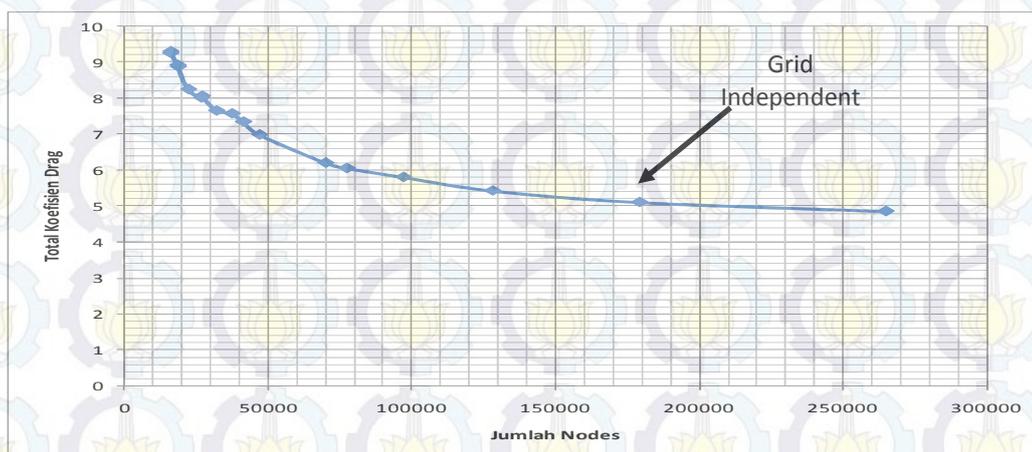
Penentuan grid independent (*Grid Independency*)

Dalam rangka mendapatkan grid yang independent atau hasil perhitungan yang mendekati konstan atau perubahannya sangatlah kecil maka dilakukan beberapa variasi grid dalam simulasi. Berikut variasi grid yang digunakan serta hasil perhitungannya:

Tabel 3.2 Hasil Grid Independency

No	Mesh	Jumlah Node	Koefisien Drag Total
1	0.002	264802	4,86
2	0.0025	179143	5,11
3	0.003	128038	5,43
4	0.0035	97035	5,81
5	0.004	77297	6,06

No	Mesh	Jumlah Node	Koefisien Drag Total
6	0.0045	69987	6,21
7	0.005	46980	6,99
8	0.0055	41369	7,35
9	0.006	37383	7,58
10	0.0065	32025	7,66
11	0.007	27011	8,07
12	0.0075	26711	8,02
13	0.008	22314	8,25
14	0.0085	18700	8,88
15	0.009	18569	8,93
16	0.0095	16129	9,31
17	0.01	16010	9,26



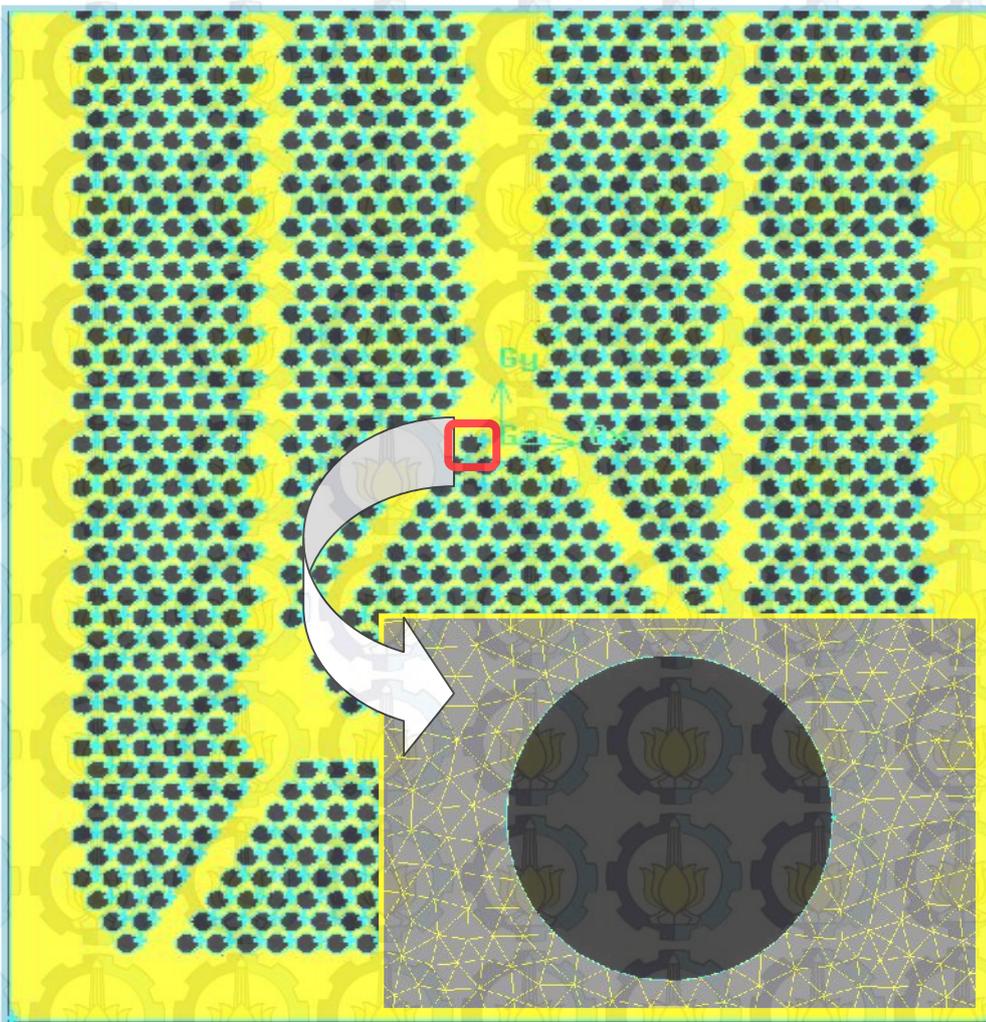
Grafik 3.1 *Trend Chart* Koefisien Drag Total versus Jumlah Nodes

Dari hasil pelaksanaan *grid independency* didapatkan grid yang independent adalah 0.0025. Hal ini terlihat dari *trend chart* grafik 3.1 untuk nilai koefisien drag versus jumlah nodes. Didapatkan hasil bahwa nilai koefisien drag yang sudah mendekati konstan atau tidak berbeda jauh (toleransi < 5%) yaitu pada grid 0.0025. Dengan penggunaan grid yang independent maka hasil dari perhitungan atau simulasi yang akan dilakukan oleh *software* Fluent nantinya sudah tidak terpengaruh lagi oleh *mesh* atau *grid* yang diberikan. Tidak digunakan grid < 0.0025 hal ini dikarenakan dengan menggunakan grid 0.0025 sudah cukup mewakili kondisi sebenarnya dan perhitungan yang dilakukan membutuhkan

waktu yang lebih sedikit. Sehingga dalam pemodelan ini digunakan grid atau meshing 0.0025 seperti pada gambar 3.8.

Proses meshing pada model sangat menentukan keakurasian, kemampuan konvergensi pada saat iterasi perhitungan dan daya analisis komputasi CFD. Kualitas *grid* yang baik akan meningkatkan keakuratan dan kestabilan dalam simulasi. Semakin kecil *interval spacing mesh* yang digunakan, maka hasil yang didapatkan akan semakin akurat, akan tetapi dibutuhkan daya komputasi yang makin besar.

Mesh atau *grid* yang digunakan pada pemodelan ini adalah jenis *meshing element* Tri-Pave untuk semua domain komputasi. *Grid* jenis tiga sisi berstruktur dua dimensi ini digunakan dengan menganggap bahwa geometri yang akan diamati adalah cukup sederhana



Gambar 3.9 Meshing Interval Size 0,0025 Tri-Pave 2D pada Domain Komputasi

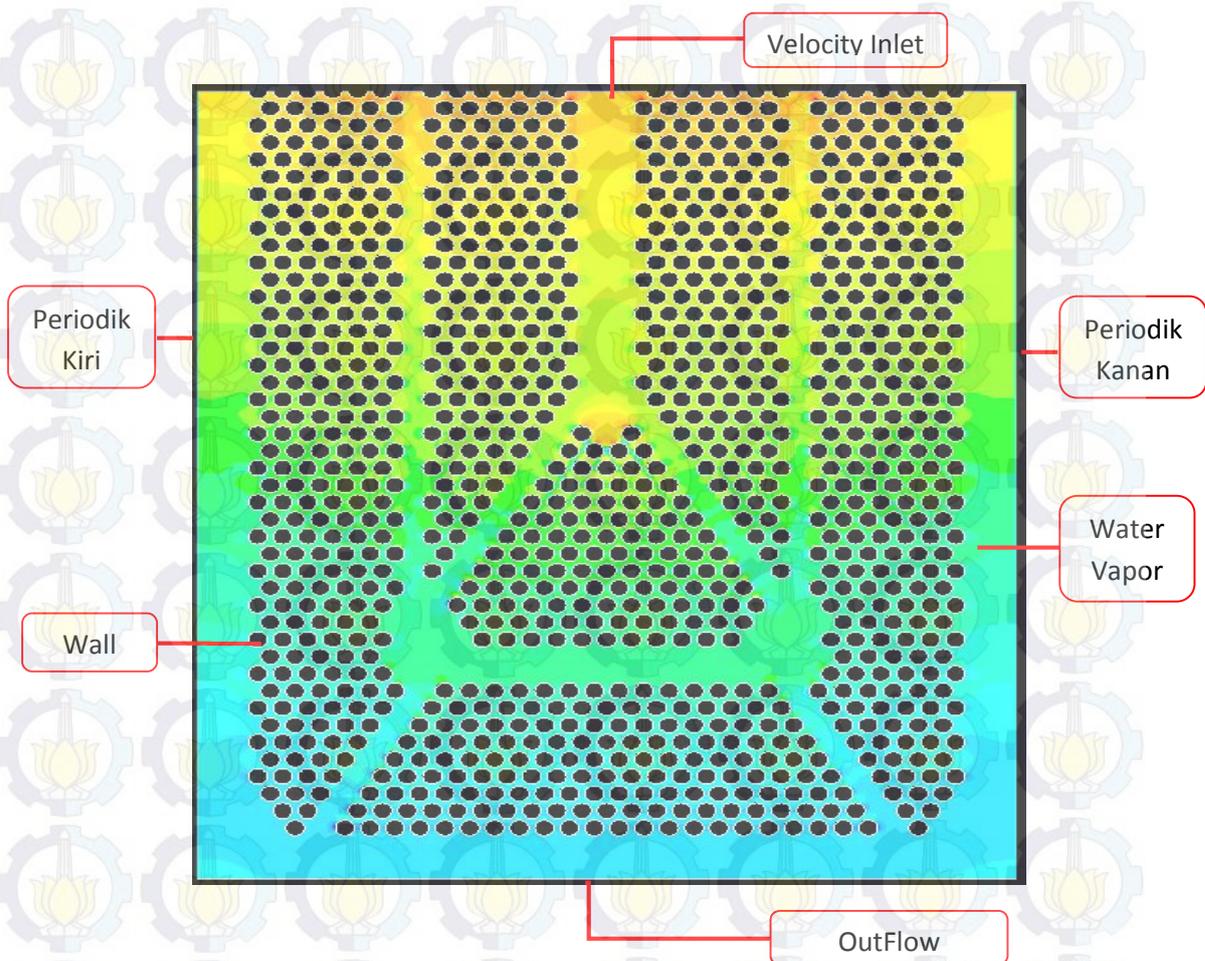
3.2.3. Penentuan *Boundary Type*

Setelah proses meshing selesai maka selanjutnya dilakukan pemberian tipe batas (*boundary type*) pada masing-masing komponen dari model benda. Penentuan tipe kondisi yang tepat di setiap batas geometri atau domain diperlukan untuk seluruh batas yaitu batas masukan (*inlet*), batas keluaran (*outlet*), batas dinding periodik dan batas dinding *tube*. Apabila langkah ini tidak dilakukan maka software fluent akan mendefinisikan seluruh bidang sebagai dinding (*wall*).

Tipe kondisi untuk domain komputasi seperti yang tertera pada gambar 3.10 yaitu sebagai berikut:

1. Masukan (*inlet*) didefinisikan sebagai *velocity inlet* dengan nilai kecepatan masuk aliran selalu tetap sepanjang proses iterasi.
2. Keluaran (*outlet*) didefinisikan sebagai *outflow*. Kondisi batas ini digunakan karena parameter aliran pada keluaran sama sekali tidak diketahui. Kondisi batas ini hanya dapat digunakan untuk fluida tak mampu mampat (*incompressible*) dengan aliran berkembang penuh (*fully developed*).
3. Dinding periodik sisi kanan dan kiri didefinisikan sebagai *wall*.
4. Dinding *tube* didefinisikan sebagai *wall*. Selanjutnya untuk *tube* yang akan dianalisa nilai koefisien drag (*drag coefficient*) dan laju perpindahan panas (*heat transfer rate*) nya diberi nama sebagai *tube 1*, *tube 2*, *tube 3* dan seterusnya.
5. *Guide Plate* didefinisikan sebagai *wall* namun *guide plate* tidak diikutkan dalam perhitungan untuk nilai koefisien drag maupun laju perpindahan panas karena hanya berfungsi sebagai plat penyearah aliran uap saja.
6. Daerah di luar *tube* didefinisikan sebagai uap dengan material *water vapor*.

Setelah tahap preprocessing dilakukan maka selanjutnya adalah mengekspor hasil meshing tersebut ke software Fluent 6.3.26. Parameter keberhasilan mengekspor file dapat dilihat dengan terbentuknya *msh file*.



Gambar 3.10 Kondisi Batas Domain Komputasi pada Software Gambit 2.4.6

3.3. Tahap Solver

Tahapan ini merupakan tahapan inti dari simulasi numerik dengan CFD. Tahapan ini dilakukan pada software Fluent 6.3.26. Pada tahap ini dilakukan iterasi perhitungan berdasarkan kondisi batas yang telah ditentukan dalam tahapan pre-processing.

Sebelum ke tahap solver, harus dilakukan *grid check* pada model (*msh file*) yang telah dipanggil oleh fluent kemudian dilakukan penyesuaian skala pada fluent dengan skala yang kita gunakan pada model atau *grid scale*. Selanjutnya adalah tahap pemilihan solver yang diakhiri dengan proses *running* atau iterasi perhitungan. Langkah-langkah dalam tahap solving ini adalah sebagai berikut:

3.3.1. Pendefinisian Model (*Solver, Viscous, Energy*)

Model Solver

Pada pemodelan 2 dimensi ini digunakan formulasi *solver pressure based*. *Solver pressure based* menyelesaikan persamaan matematis secara bertahap atau terpisah antara satu persamaan dengan persamaan yang lain. Formulasi kecepatan adalah *absolut* pada kondisi *steady*. Sedangkan untuk *gradient option* adalah *Green-Gauss Cell Based* dan *Porous Formulation* adalah *Superficial Velocity*.

Pendekatan yang digunakan adalah memecahkan suatu medan variabel tunggal dengan mempertimbangkan seluruh sel pada waktu yang sama. Selanjutnya memecahkan medan variabel berikutnya dengan tetap mempertimbangkan seluruh sel pada waktu yang sama dan begitu seterusnya. Karena persamaan diferensial umum adalah non linier maka diperlukan beberapa kali iterasi perhitungan untuk menyelesaikan setiap persamaan sampai didapatkan konvergensi hasil.

Model Viscous

Model viscous yang digunakan pada pemodelan ini adalah model turbulensi *k-epsilon (k-) standard* sesuai dengan rujukan yang digunakan dalam penelitian terdahulu [9, 24] . Pada *model viscous poin standard wall function* diaktifkan dan *viscous heating* tidak diaktifkan sedangkan untuk setting *model constants* dibuat sesuai default.

Model *k- standard* ini merupakan model turbulensi semi empiris yang lengkap. Walaupun masih sederhana, memungkinkan untuk dua persamaan yaitu kecepatan turbulen (*turbulent velocity*) dan skala panjang (*length scale*) ditentukan secara bebas (*independent*). Kestabilan, ekonomis (dari sisi komputasi), dan akurasi yang memadai untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model *k-* sering digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan kalor.

Energi

Mode energi diaktifkan hal ini untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas pada domain komputasi.

3.3.2. Pendefinisian Kondisi Operasi (*Operating Condition*)

Kondisi operasi pada lokasi tekanan referensi yaitu pada $x=0$ dan $y=0$ adalah 93192,078 Pascal dimana penentuan tekanan ini disesuaikan dengan kondisi lapangan sebenarnya yaitu 699 mmHg yang jika dikonversi setara dengan 93192,078 Pascal. Mode *gravity* diaktifkan hal ini disesuaikan dengan kondisi lapangan dimana aliran fluida sangat dipengaruhi oleh gaya gravitasi yaitu mengalir dari arah atas ke arah bawah.

3.3.3. Pendefinisian Material

Tipe material *fluid* yang digunakan adalah *water vapor* ($H_2O_{(g)}$) dan tipe material *solid* yang digunakan adalah logam titanium (Ti) untuk *tube* dan logam aluminium (Al) untuk *guide plate* pada seluruh domain komputasi dengan asumsi properties konstan sebagai berikut:

a. *Water vapor* ($H_2O_{(g)}$) pada temperatur konstan yaitu 312°K

1. Densitas : 0,5542 kg/m³
2. Kapasitas Panas (Cp) : 2014 (J/kg.K)
3. Konduktivitas Termal : 0,0261 (W/m.K)
4. Viskositas : 1,34 x 10⁻⁵ (kg/m.s)

b. Titanium pada temperatur konstan yaitu 305°K

1. Densitas : 4850 (kg/m³)
2. Kapasitas Panas (Cp) : 544,25 (J/kg.K)
3. Konduktivitas Termal : 7,44 (W/m.K)
4. Konduktivitas Elektrik : 2.381.000 (1/ohm.m)
5. Magnetic Permeability : 1,257 x 10⁻⁶ (h/m)

c. Aluminium pada temperatur konstan yaitu 305°K

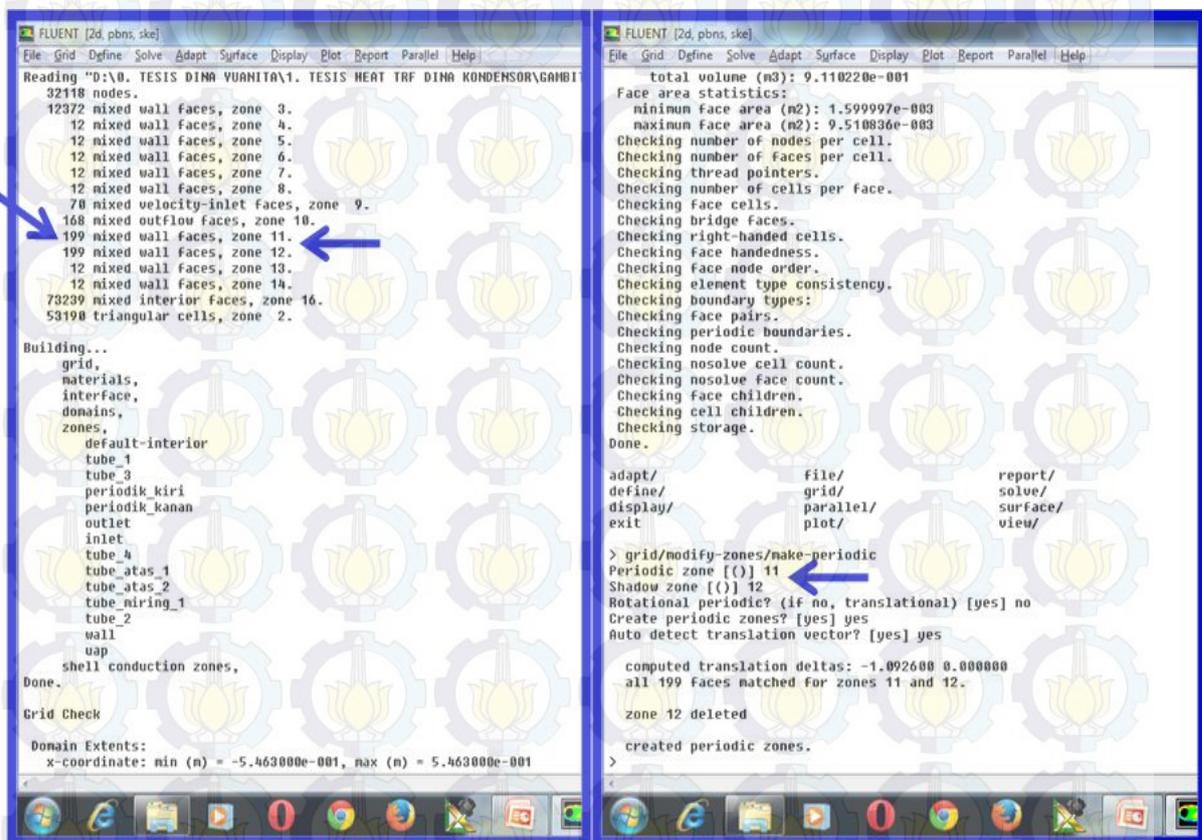
1. Densitas : 2719 (kg/m³)
2. Kapasitas Panas (Cp) : 871 (J/kg.K)
3. Konduktivitas Termal : 202,4 (W/m.K)
4. Konduktivitas Elektrik : 35.410.000 (1/ohm.m)
5. Magnetic Permeability : 1,257 x 10⁻⁶ (h/m)

3.3.4. Pembuatan Kondisi Periodik

Pembuatan kondisi periodik dilakukan pada pemodelan ini karena terdapat adanya daerah yang berulang. Geometri yang berulang yaitu geometri model pada

sisi kanan dan kiri model. Hal ini dilakukan agar tidak perlu membuat domain komputasi untuk keseluruhan model. Berikut langkah pembuatan kondisi periodik dalam program fluent:

1. Tekan 'enter' sampai muncul tanda '>'.
 2. Ketik perintah 'grid/modify-zones/make-periodic' kemudian tekan enter untuk membuat wall periodik.
 3. Ketik angka pada *periodic zone* dan *shadow zone* untuk nomer wall yang akan di buat periodik (nomer wall dapat dilihat pada *boundary condition* pada kumpulan nomor ID), selanjutnya tekan enter.
 4. Muncul pertanyaan '*rotational periodic?*', ketik 'no' karena pemodelan ini merupakan *translational periodic* kemudian tekan enter.
 5. Muncul pertanyaan '*create periodic zones?*' lalu ketik 'yes' dan dilanjutkan dengan tekan enter.
 6. Muncul pertanyaan '*auto detect translation vector?*' lalu ketik 'yes' dan diakhiri dengan tekan enter.



Gambar 3.11 Pembuatan *Periodic Condition*

3.3.5. Pendefinisian Kondisi Batas

Pendefinisian kondisi batas merupakan salah satu tahap solver yang penting. Asumsi yang digunakan harus tepat agar didapatkan hasil simulasi yang mendekati kondisi sebenarnya atau hasil eksperimen. Kondisi batas yang digunakan pada domain komputasi penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Masukan (Inlet) didefinisikan sebagai *velocity inlet* dengan nilai kecepatan sebesar 37 m/s dengan temperatur fluida (*free stream temperature*) adalah 312°K.
2. Seluruh *Tube* didefinisikan sebagai *wall* dengan material titanium dan nilai momentum seperti fluent default dengan temperatur dinding *solid* konstan sebesar 305°K.
3. *Guide Plate* didefinisikan sebagai *wall* dengan material aluminium dan nilai momentum seperti fluent default dengan temperatur dinding *solid* konstan sebesar 305°K.
4. Daerah di luar tube didefinisikan sebagai uap dengan material *water vapor*.

3.3.6. Pendefinisian Kondisi Periodik

Penentuan kondisi batas periodik pada software FLUENT 6.3.26 dipilih *type specify pressure gradient*. *Upstream bulk temperature* disetting sama dengan temperatur uap yaitu sebesar 312°K. *Flow direction* disetting $x = 0$ dan $y = -1$ hal ini sesuai dengan arah aliran fluida kerja (uap) yaitu dari atas ke bawah.

3.3.7. Penentuan Parameter Kendali Solusi (*Solution Controls*)

Penentuan parameter kendali solusi (*solution controls*) dilakukan dengan input sebagai berikut:

1. Input *equations* adalah flow, turbulence, dan energy.
2. Input pressure velocity coupling dipilih SIMPLE (*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation*) karena lebih sesuai digunakan dalam kasus pemodelan dimana SIMPLE menggunakan hubungan antara koreksi kecepatan dan tekanan untuk memenuhi hukum konservasi massa dalam mendapatkan bidang tekanan (*pressure field*).

3. Input *under relaxation factors* yang digunakan pada simulasi ini adalah variabel tekanan 0.3, densitas 1, *body forces* 1, momentum 0.7, *turbulence kinetic energy* 0.8, *turbulence dissipation rate* 0.8, *turbulent viscosity* 1 dan energi 1. Untuk mendapatkan proses iterasi yang konvergen maka perlu untuk dilakukan pengontrolan perubahan setiap variabel dari satu iterasi ke iterasi selanjutnya. Hal tersebut dilakukan dengan menggunakan *under relaxation factors* [25].
4. *Discretization* untuk *pressure* dipilih standar. *Momentum*, *turbulent kinetic energy* dan *turbulent dissipation rate* dipilih *second order upwind*. *Discretization* dipilih *second order upwind* karena untuk meshing bentuk triangular *second order upwind* menghasilkan hasil perhitungan yang lebih akurat [36].

3.3.8. Monitoring Residual

Kriteria dan nilai *residual monitors* yang digunakan dalam simulasi pemodelan ini adalah sebagai berikut:

Tabel 3.3 Monitoring Residual Pemodelan

No	Residual	Kriteria Konvergen Absolut
1	<i>Continuity</i>	10^{-6}
2	<i>x – velocity</i>	10^{-6}
3	<i>y – velocity</i>	10^{-6}
4	<i>Energy</i>	10^{-6}
5	k	10^{-6}
6	Epsilon	10^{-6}

Kriteria konvergensi pada residual monitors ditentukan sebesar 10^{-6} . Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai konvergensi yang teliti sehingga dapat memberikan gambaran karakteristik aliran dan fenomena perpindahan panas yang cukup detail. Penentuan kriteria konvergensi pada residual monitors sebesar 10^{-6} juga sesuai untuk karakteristik aliran turbulen dan bentuk meshing yang digunakan pada pemodelan ini [12].

3.3.9. Penentuan Nilai Tebakan Awal Medan Aliran (*Initialize*)

Penentuan nilai tebakan awal untuk proses iterasi perhitungan digunakan nilai default pada program fluent 6.3.26 yaitu inisial *Gauge Pressure* (Pascal) = 0, *X velocity* dan *Y velocity* (m/s) = 0, *Turbulent Kinetic Energy* (m²/s²) = 1, *Turbulent Dissipation Rate* (m²/s³) = 1 dan Temperatur (K) = 300.

3.3.10. Perhitungan dengan Proses Iterasi

Pada sistem koordinat kartesian simulasi modeling pada fluent 6.3.26 digunakan persamaan-persamaan matematis sebagai berikut:

- Kestimbangan Massa

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

- Kestimbangan Momentum

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + X$$

- Kestimbangan Energi

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + q + \mu \Phi$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2$$

Setelah proses solver selesai dilakukan maka selanjutnya hasil perhitungan tersebut di simpan dalam bentuk *cas file*.

3. 4. Tahap Post-Processing

Tahapan ini merupakan tahapan akhir dalam CFD. Pada tahapan ini dilakukan interpretasi dari data simulasi. Data hasil simulasi Fluent 6.3.26 ditampilkan berupa visualisasi kontur, vektor, histogram, plot grafik x-y, *surface integral* dan lain sebagainya.

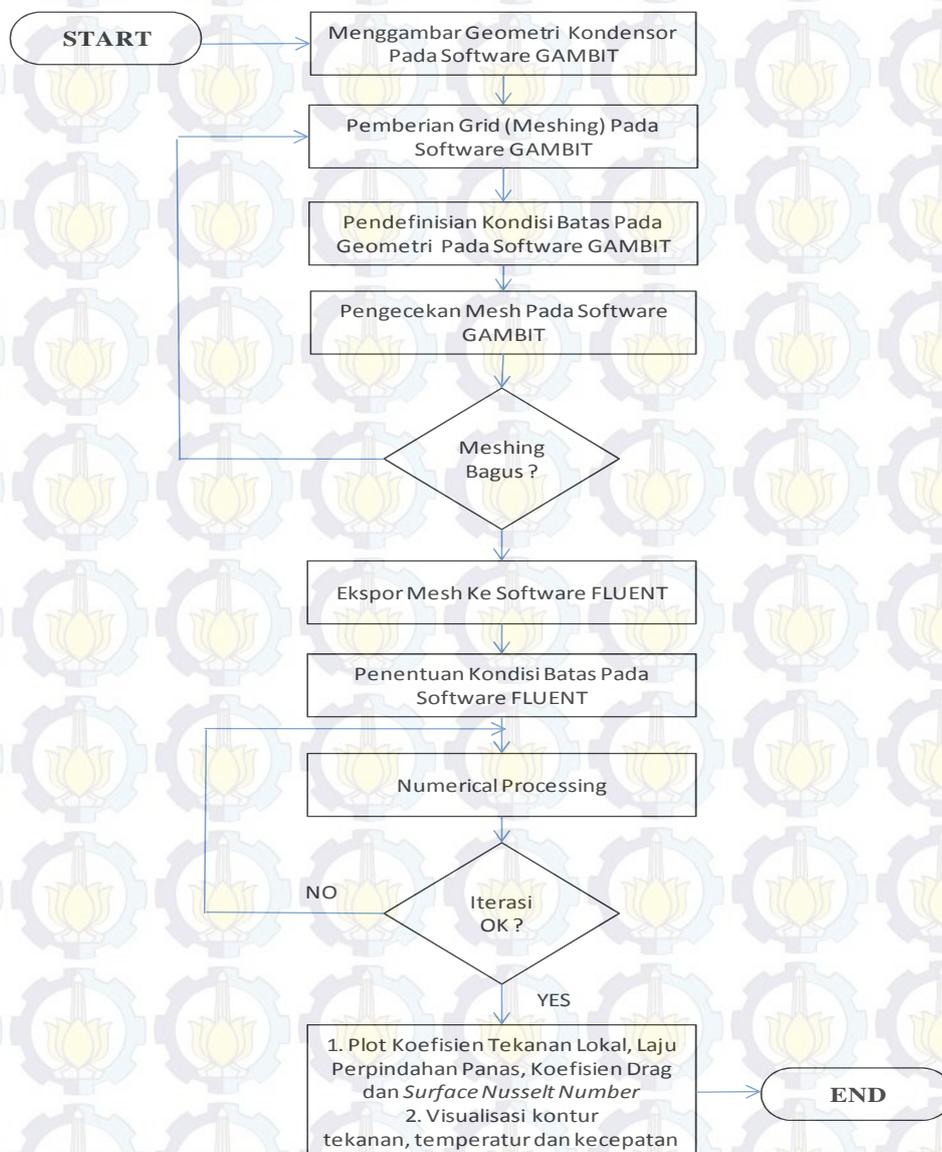
Hasil simulasi dari pemodelan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Visualisasi kontur tekanan pada domain komputasi.
2. Visualisasi kontur kecepatan pada domain komputasi.

3. Visualisasi kontur temperatur pada domain komputasi.
4. Visualisasi kontur vektor kecepatan pada domain komputasi.
5. Plot grafik x-y koefisien perpindahan panas lokal dan *nusselt number* lokal
6. *Surface integral* pada temperatur *average water vapor*, temperatur *average* fin, koefisien perpindahan panas *average* dan *nusselt number average*.

3. 5. Diagram Alir Penelitian

Berikut adalah diagram alir penelitian yang menjelaskan input yang dibutuhkan dan output yang dihasilkan untuk setiap langkah yang akan dilakukan pada penelitian ini:



Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian

3.6 Rencana dan Jadwal Kerja Penelitian dan Penyusunan Tesis

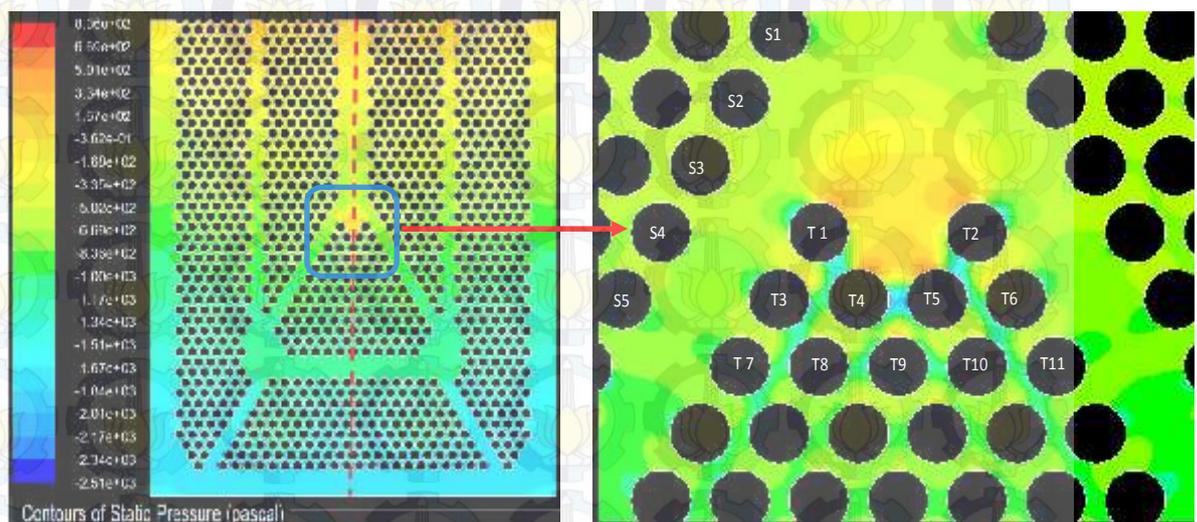
Berikut ini rencana jadwal kegiatan penelitian yang akan dilakukan pada penyusunan penelitian ini:

Tabel 3.4 Rencana Kegiatan Penelitian

No	Kegiatan	2014																								2015	
		Juli				Agustus				September				Oktober				November				Desember				Januari	
		I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II
1	Studi Literatur																										
2	Pengambilan Data Operasi dan Data Komisioning Surface Condenser																										
3	Pelaksanaan Tahap Pre-Processing Dengan Menggunakan Software Gambit																										
4	Penentuan Grid Independency																										
5	Pelaksanaan Tahap Solver Dengan Menggunakan Software Fluent																										
6	Pelaksanaan Tahap Post Processing Dengan Menggunakan Software Fluent																										
7	Penulisan Proposal																										
8	Pemaparan Proposal																										
9	Pengolahan Data																										
10	Analisa Hasil Pemodelan																										
11	Penyusunan Laporan Akhir																										
12	Pemaparan Laporan Akhir																										

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab 4 ini akan disampaikan data dan analisa hasil simulasi domain komputasi berupa susunan tube *staggered* dengan kecepatan *inlet* fluida bebas 37 m/s dan tekanan 93192 Pa pada bilangan *reynolds* 10^6 . Dari hasil pemodelan kondisi aktual dilapangan didapatkan gaya drag (F_D) yang tinggi pada beberapa tube (T1, T2, T4 dan T5) di daerah susunan tube segitiga seperti pada gambar 4.1. Sehingga daerah ini disebut dengan daerah kritis. Karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas hasil modifikasi pada beberapa tube didaerah kritis tersebut akan dianalisa dan dibandingkan dengan kondisi aktual (sebelum dilakukan modifikasi). Jika domain komputasi seperti pada gambar 4.1 dibagi menjadi dua bagian maka akan didapatkan bentuk yang simetri (*similar*) pada susunan tube bagian sebelah kiri dan kanan. Oleh karenanya analisa akan dilakukan pada kumpulan tube disatu bagian saja karena hasilnya akan hampir sama untuk tube pada sisi lainnya. Berdasarkan tujuan penelitian maka analisa lebih detil hanya dilakukan pada beberapa tube didaerah kritis (kotak biru). Berikut adalah gambar dan nama tube pada segitiga kritis pada domain komputasi penelitian ini serta beberapa tube yang mengalami perubahan parameter karena adanya modifikasi tube kritis, yang selanjutnya akan dianalisa pada poin-poin selanjutnya.

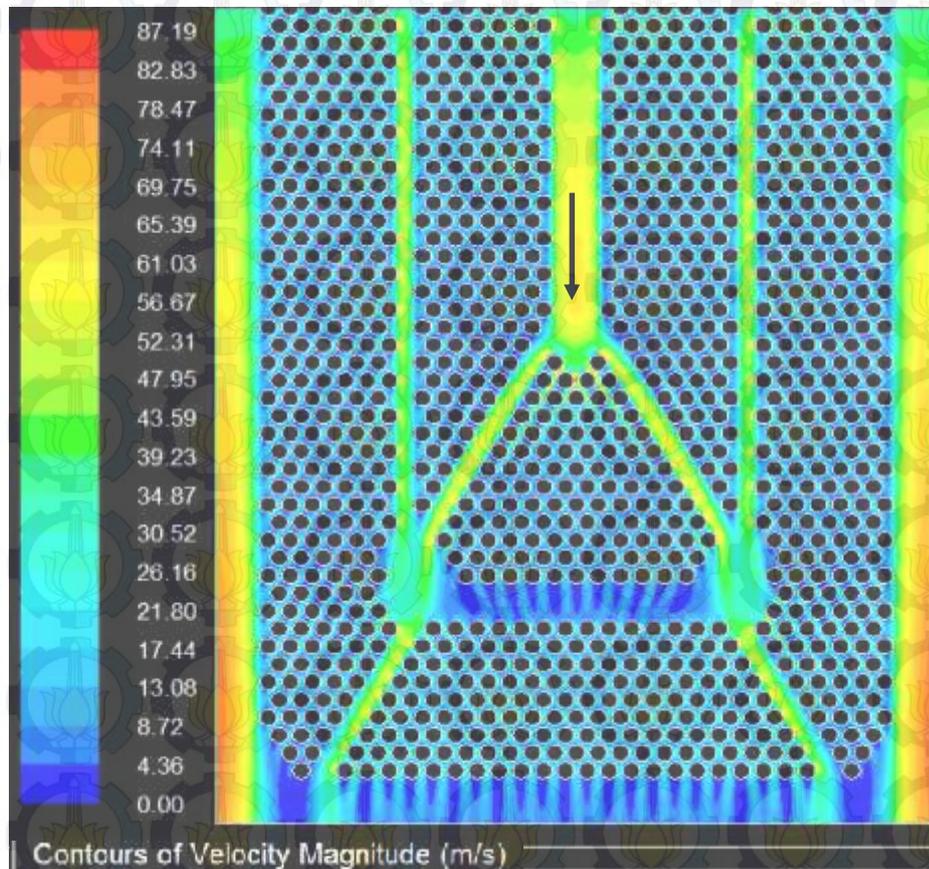


Gambar 4.1 Tube segitiga kritis pada domain komputasi aktual

4. 1. Karakteristik Aliran Fluida

4.1.1. Kontur Aliran

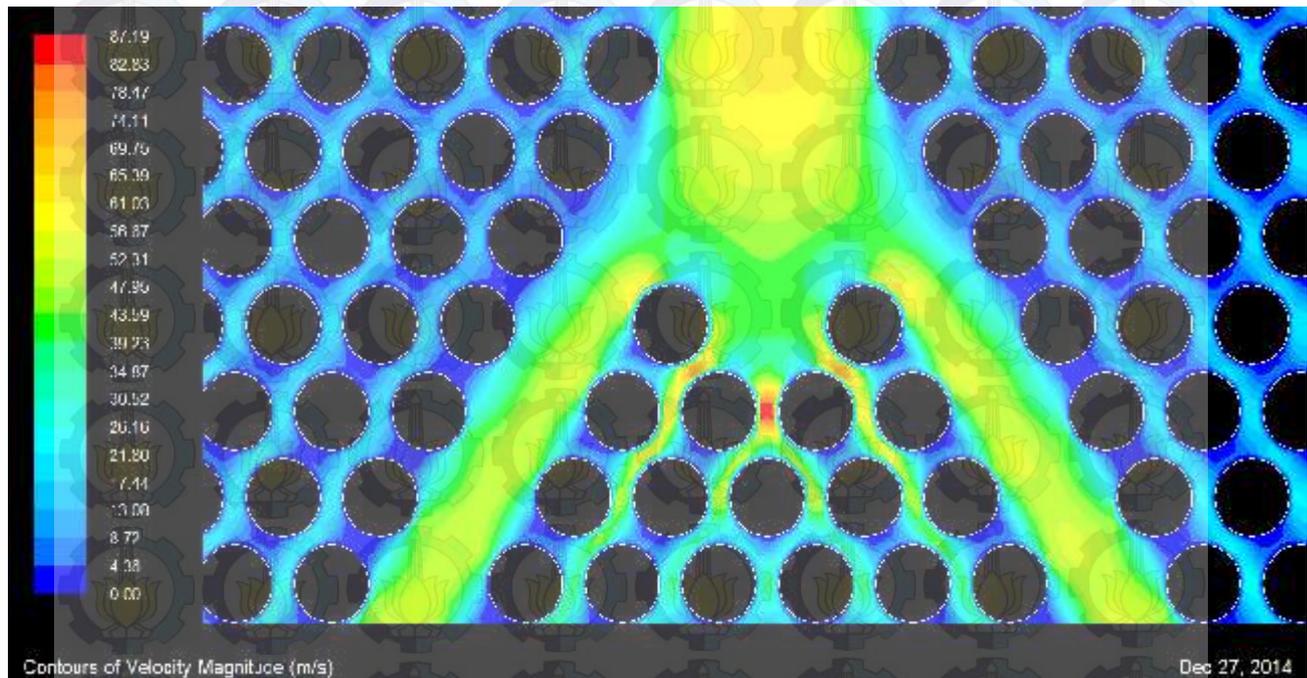
4.1.1.1. Kontur Kecepatan



Gambar 4.2.a Kontur kecepatan domain 1

Gambar 4.2.a merupakan kontur kecepatan untuk susunan tube kondisi aktual atau kondisi sebelum dilakukan modifikasi (domain 1). Terlihat adanya aliran fluida berupa *impingement jet* (tanda panah) pada saluran tengah (aliran fluida dari atas menuju tube T1 dan T2 secara gravitasi). Aliran fluida dengan *mass flow rate* yang cukup besar 9,9 kg/s ini membentur (*impinge*) tube T1 dan T2 secara langsung. Hal ini yang menyebabkan kerusakan tube pada daerah kritis khususnya tube T1, T2, T4 dan T5. Benturan fluida pada tube tersebut yang menyebabkan kerusakan direpresentasikan dengan gaya drag yang tinggi. Maka untuk menghindari terjadinya kerusakan pada tube tersebut pada penelitian ini dilakukan pengontrolan aliran fluida berupa metode pengontrolan aliran pasif dalam rangka mengurangi gaya drag pada tube tersebut. Pengontrolan aliran

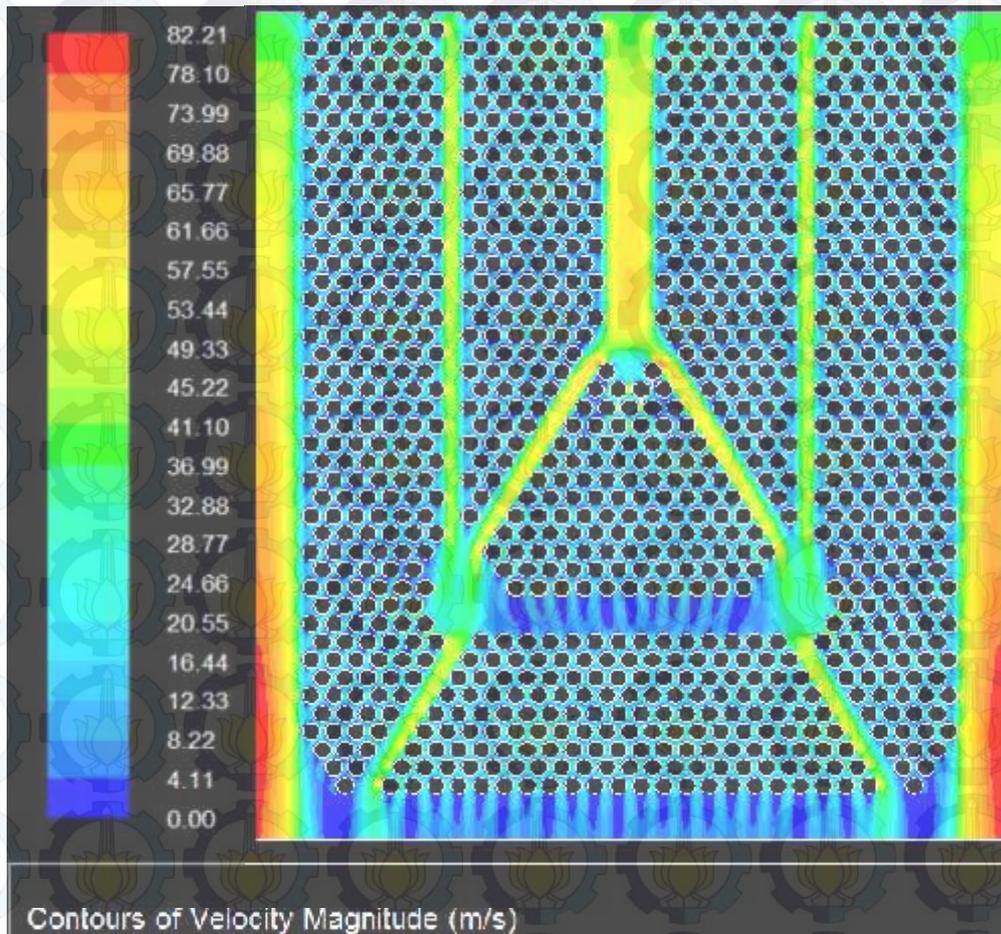
dilakukan berupa modifikasi berupa *splitter plate* yang dipasang pada posisi *downstream* tube tersebut dan modifikasi berupa pemasangan *guide plate* pada posisi *upstream* tube tersebut. Selanjutnya analisa kontur kecepatan secara detail untuk daerah kritis pada seluruh domain komputasi ditunjukkan pada gambar 4.2 hingga 4.6.



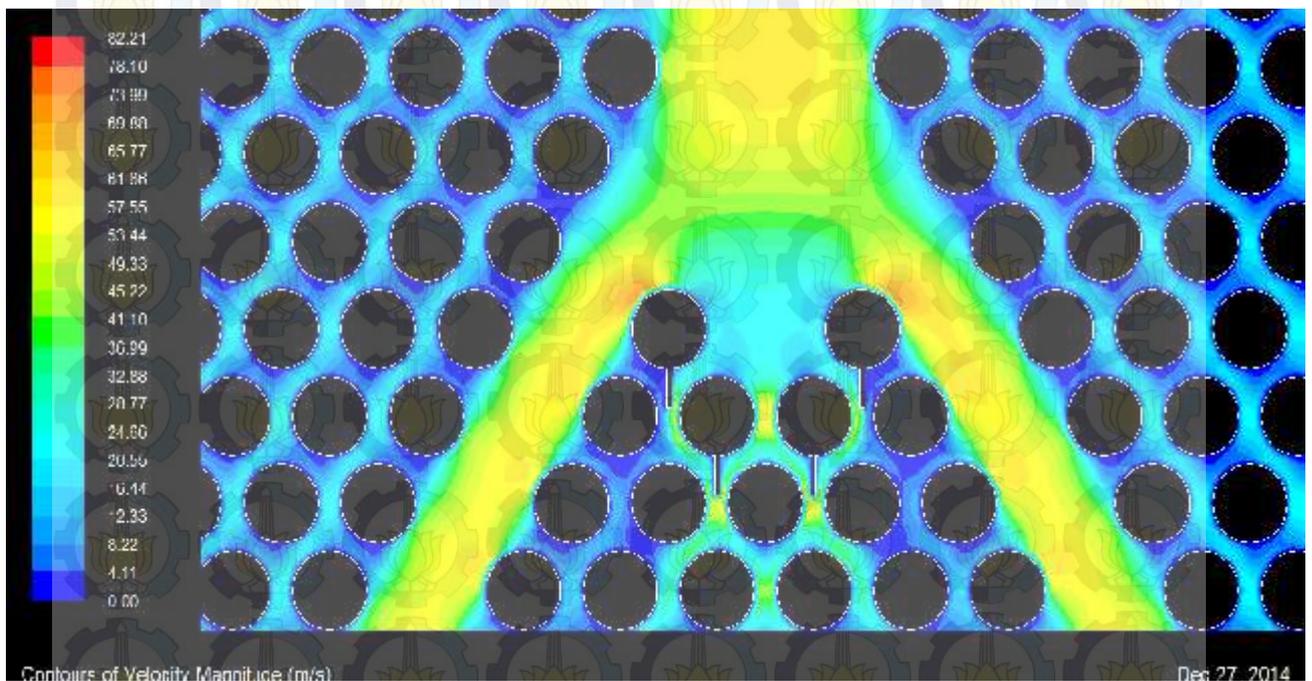
Gambar 4.2.b Kontur kecepatan daerah kritis domain 1

Gambar 4.2.b menunjukkan kontur kecepatan fluida bebas di sekitar tube kritis untuk kondisi aktual. Dari kontur kecepatan terlihat kecepatan fluida bebas paling tinggi disekitar T4 dan T5 yaitu sebesar 82,8 m/s (daerah merah). Kecepatan fluida bebas rata-rata di sekitar T1 hingga T11 (selain T4 dan T5) adalah sekitar 61 m/s.

Dari kontur kecepatan pada gambar 4.3.a-b terlihat adanya penurunan kecepatan fluida bebas pada tube kritis akibat adanya penambahan *splitter plate* di *downstream* tube. Kecepatan fluida bebas paling tinggi disekitar ujung atas tube T1 dan T2 yaitu sebesar 69 m/s (daerah orange kemerahan). Terjadi penurunan kecepatan fluida bebas di sekitar T4, T5 dan T9 dibandingkan kondisi aktual yaitu 53 m/s. Sedangkan kecepatan fluida bebas rata-rata disekitar T3, T6, T7, T8, T10 dan T11 adalah sekitar 8 m/s.



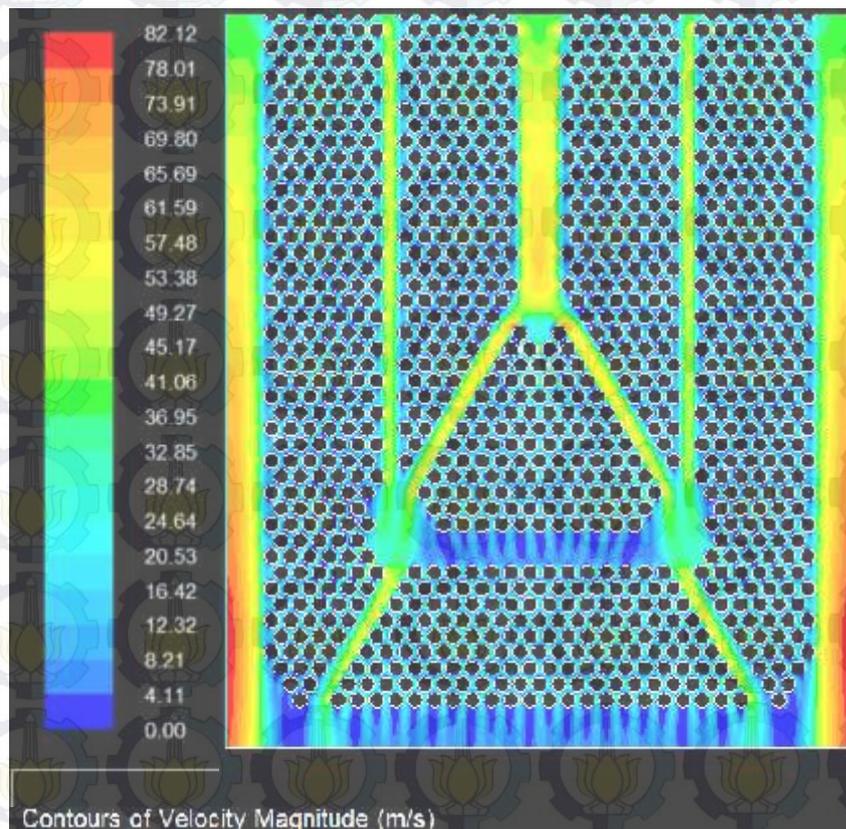
Gambar 4.3.a Kontur kecepatan domain 2



Gambar 4.3.b Kontur kecepatan daerah kritis domain 2

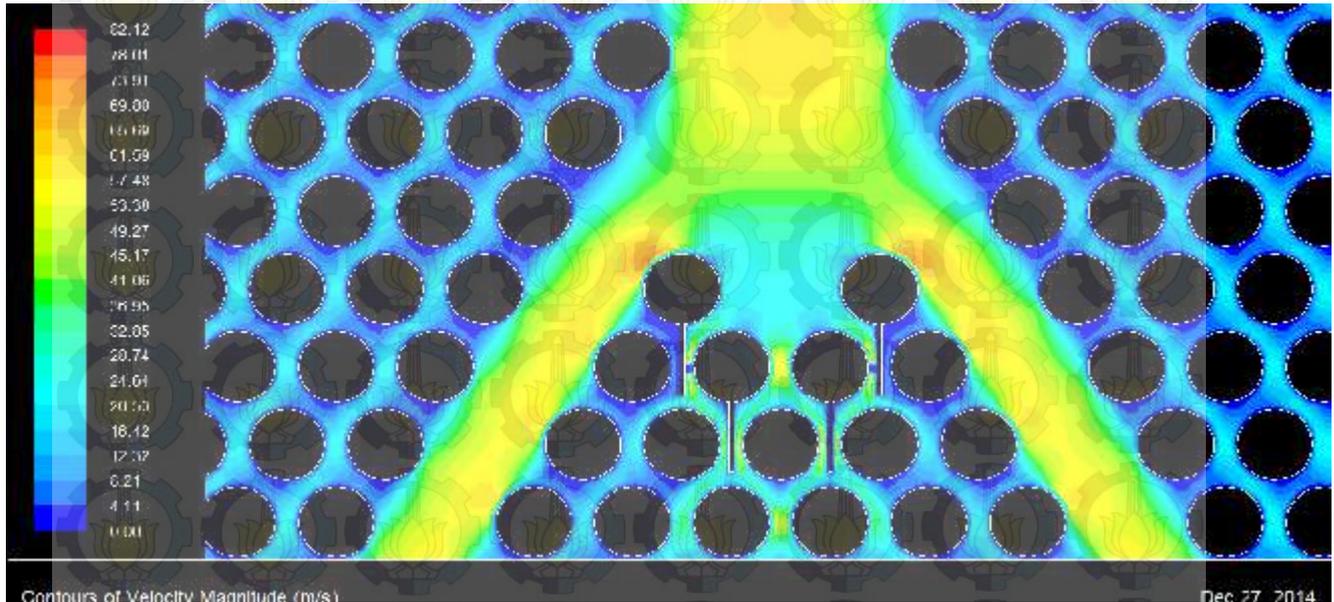
Perbandingan parameter kecepatan pada masing-masing tube, lebih detail dinyatakan pada tabel 4.1. Pada tabel 4.1 ditunjukkan bahwa pada tube T1 terjadi penurunan kecepatan sebesar 27,9% yaitu dari 37,9 m/s menjadi 27,3 m/s. Penambahan *splitter plate* hanya berpengaruh pada kecepatan di beberapa tube segitiga kritis, namun tidak terlalu berpengaruh pada beberapa tube yang berada disamping segitiga (S1 –S5) seperti pada gambar 4.3.b dan tabel 4.1.

Kontur kecepatan pada domain komputasi dengan modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ pada gambar 4.4.a-b menunjukkan hasil yang hampir sama dengan gambar 4.3.a-b. Terjadi penurunan kecepatan fluida bebas pada tube kritis akibat adanya penambahan *splitter plate* di *downstream* tube. Kecepatan fluida bebas paling tinggi disekitar T1 dan T2 yaitu sebesar 69 m/s (daerah orange kemerahan). Kecepatan rata-rata di sekitar T4, T5 dan T9 adalah sekitar 53 m/s. Sedangkan kecepatan fluida bebas rata-rata disekitar T3, T6, T7, T8, T10 dan T11 adalah sekitar 8 m/s.



Gambar 4.4.a Kontur kecepatan domain 3

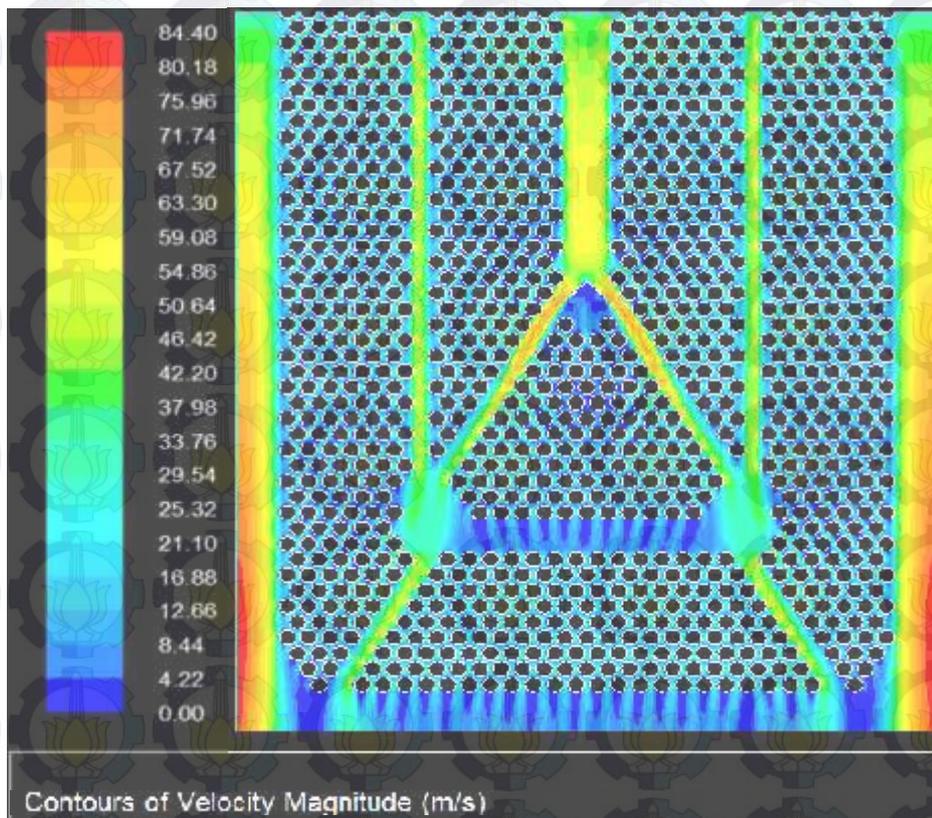
Dengan penambahan panjang *splitter plate* dan kondisi jarak antar tube (*pitch*) yang cukup sempit (*compact*) maka tube dengan *splitter plate* terhadap tube dibelakangnya (T1 dan T8) akan memiliki aliran yang menyerupai susunan tube yang in line. Pada Tabel 4.1 ditunjukkan bahwa pada tube T1 terjadi penurunan kecepatan dari 37,9 m/s menjadi 29,99 m/s. Perbandingan parameter kecepatan pada masing-masing tube, lebih detail dinyatakan pada tabel 4.1.



Gambar 4.4.b Kontur kecepatan daerah kritis domain 3

Tabel 4.1 Komparasi kecepatan beberapa tube kritis pada domain 1, domain 2 dan domain 3

Nama Tube	Kecepatan (m/s)		
	Aktual	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 0.5	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 1
T1	37,962	27,291	29,989
T3	31,107	15,313	15,514
T4	43,419	35,353	35,999
T7	23,095	17,217	18,031
T8	26,503	20,334	26,978
T9	35,591	36,331	36,151
S1	17,508	18,007	18,297
S2	9,529	9,880	9,992
S3	8,997	11,769	11,698
S4	11,150	14,217	13,985
S5	13,560	14,910	14,699

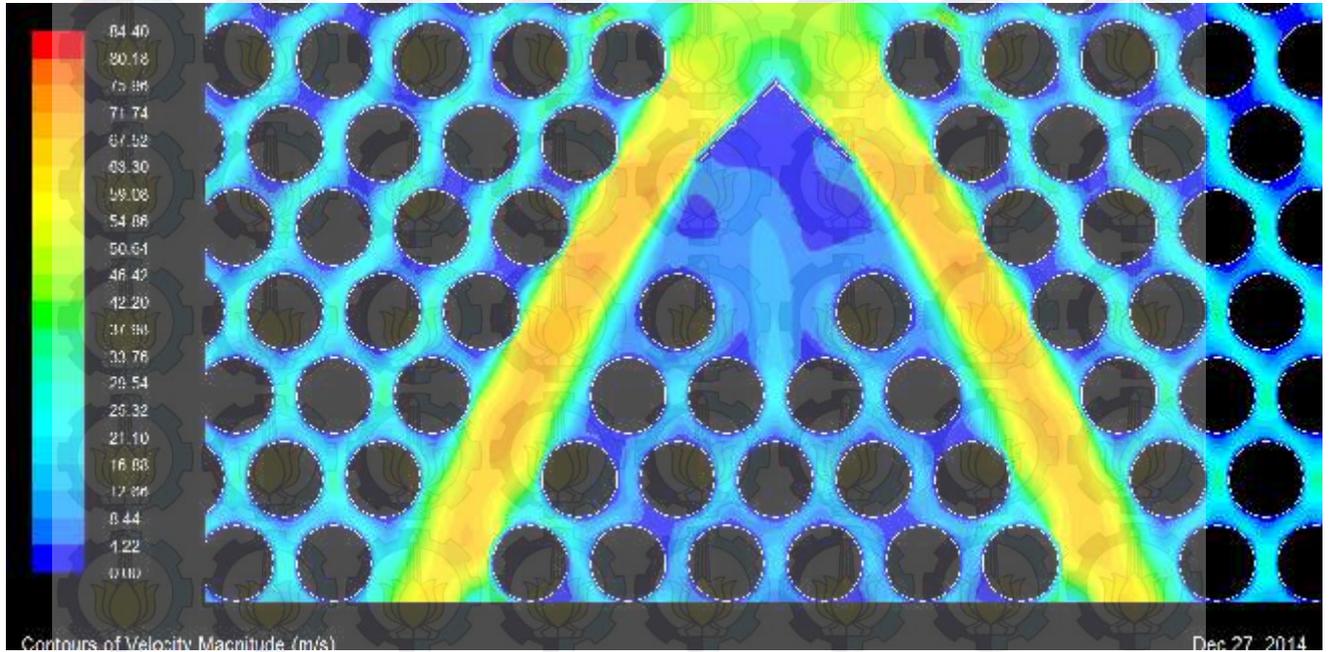


Gambar 4.5.a Kontur kecepatan domain 4

Kontur kecepatan pada domain komputasi dengan modifikasi *guide plate* menunjukkan adanya pengurangan kecepatan yang signifikan pada tube segitiga kritis yang berada di bawah *guide plate* seperti pada gambar 4.5.a-b dan tabel 4.2. *Guide plate* berfungsi dalam melindungi tube kritis dari beban *impact* aliran fluida. Keberadaan *guide plate* dapat mengarahkan atau memodifikasi medan aliran sehingga dapat mengalir menuju aliran samping tube segitiga kritis seperti pada gambar 4.5.b.

Kecepatan fluida bebas paling tinggi disekitar T4 dan T5 yaitu sebesar 21 m/s (daerah biru muda). Kecepatan fluida bebas rata-rata di sekitar T1 hingga T11 adalah sekitar 13 m/s. Terjadi peningkatan kecepatan fluida bebas pada saluran samping segitiga kritis, dimana kondisi aktual memiliki kecepatan fluida bebas rata-rata 57 m/s sedangkan pada modifikasi *guide plate* kecepatan fluida bebas rata-rata meningkat hingga 65 m/s. Pada Tabel 4.2 ditunjukkan bahwa pada tube T1 dan T4 terjadi penurunan kecepatan sebesar 75% dan 72%. Sedangkan untuk tube yang menerima pengalihan aliran dari *guide plate* (S1 hingga S5) mengalami

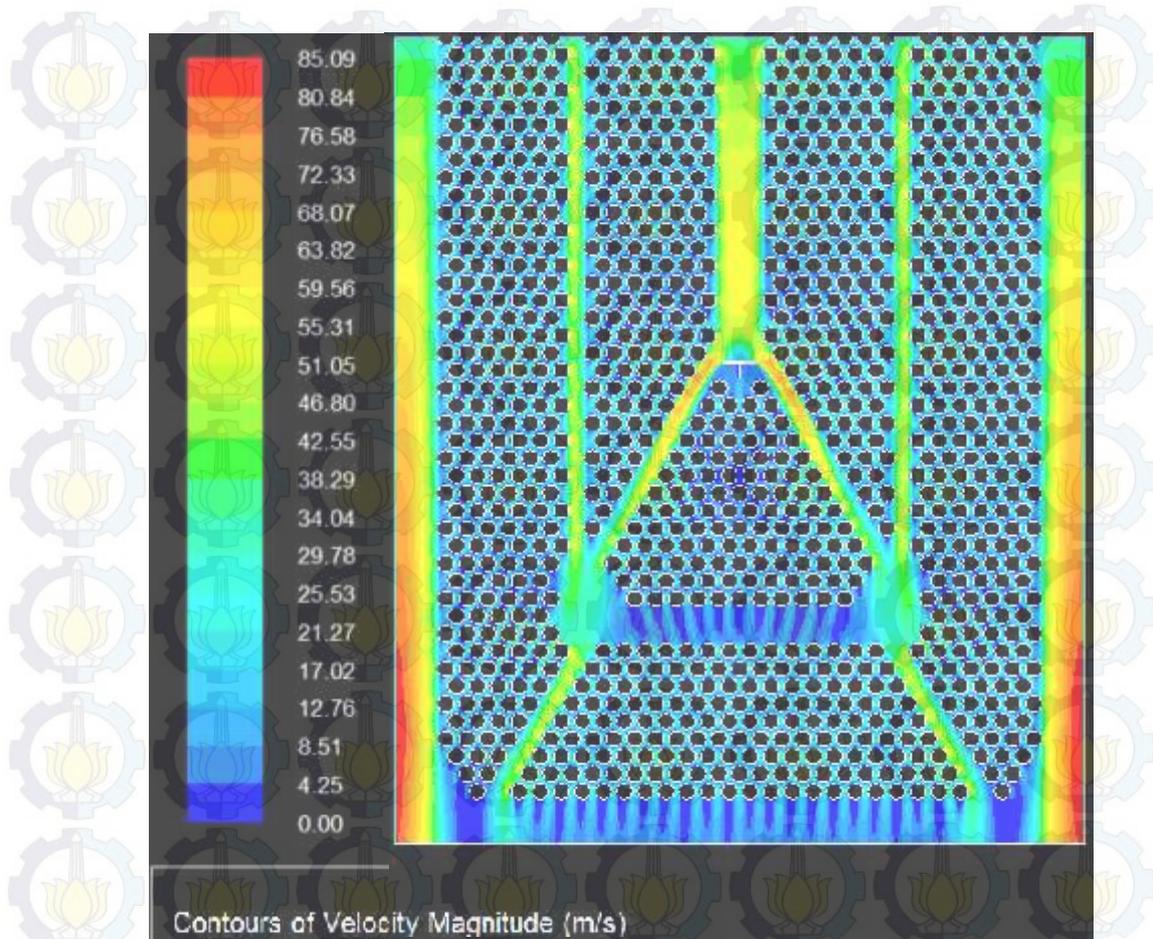
peningkatan kecepatan rata-rata sebesar 40-60%. Perbandingan parameter kecepatan pada masing-masing tube, lebih detail dinyatakan pada tabel 4.2.



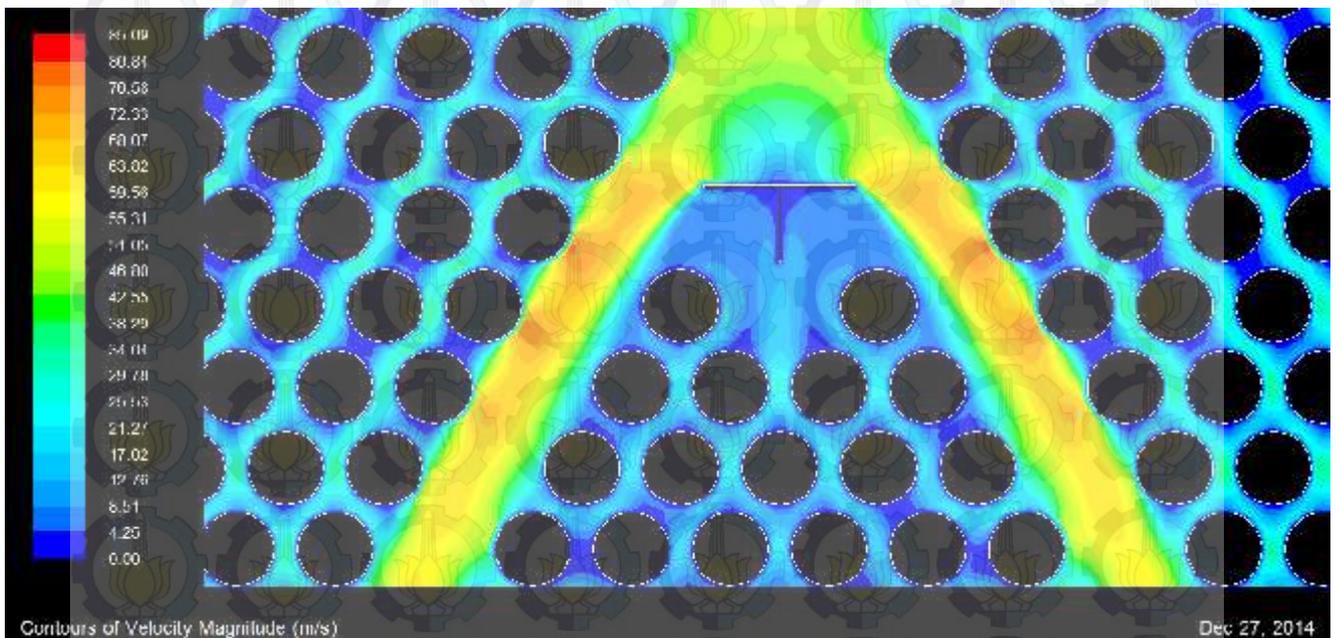
Gambar 4.5.b Kontur kecepatan daerah kritis domain 4

Kontur kecepatan pada domain komputasi dengan modifikasi *guide plate* bentuk T pada gambar 4.6.a-b menunjukkan adanya penurunan kecepatan pada tube kritis sangat signifikan seperti pada tabel 4.2. Kecepatan fluida bebas paling tinggi disekitar T4 dan T5 yaitu sebesar 26 m/s (daerah biru muda). Kecepatan fluida bebas rata-rata di sekitar T1 hingga T11 adalah sekitar 13 m/s. Terjadi peningkatan kecepatan fluida bebas pada saluran samping segitiga kritis, dimana kondisi aktual memiliki kecepatan fluida bebas rata-rata 57 m/s sedangkan pada modifikasi *guide plate* kecepatan fluida bebas rata-rata meningkat hingga 66 m/s. Tabel 4.2 ditunjukkan bahwa pada tube T1 dan T4 terjadi penurunan kecepatan sebesar 81% dan 67%.

Sedangkan untuk tube yang menerima pengalihan aliran dari *guide plate* (S1 hingga S5) mengalami peningkatan kecepatan rata-rata sebesar 40-73%. Perbandingan parameter kecepatan pada masing-masing tube, lebih detail dinyatakan pada tabel 4.2.



Gambar 4.6.a Kontur kecepatan domain 5



Gambar 4.6.b Kontur kecepatan daerah kritis domain 5

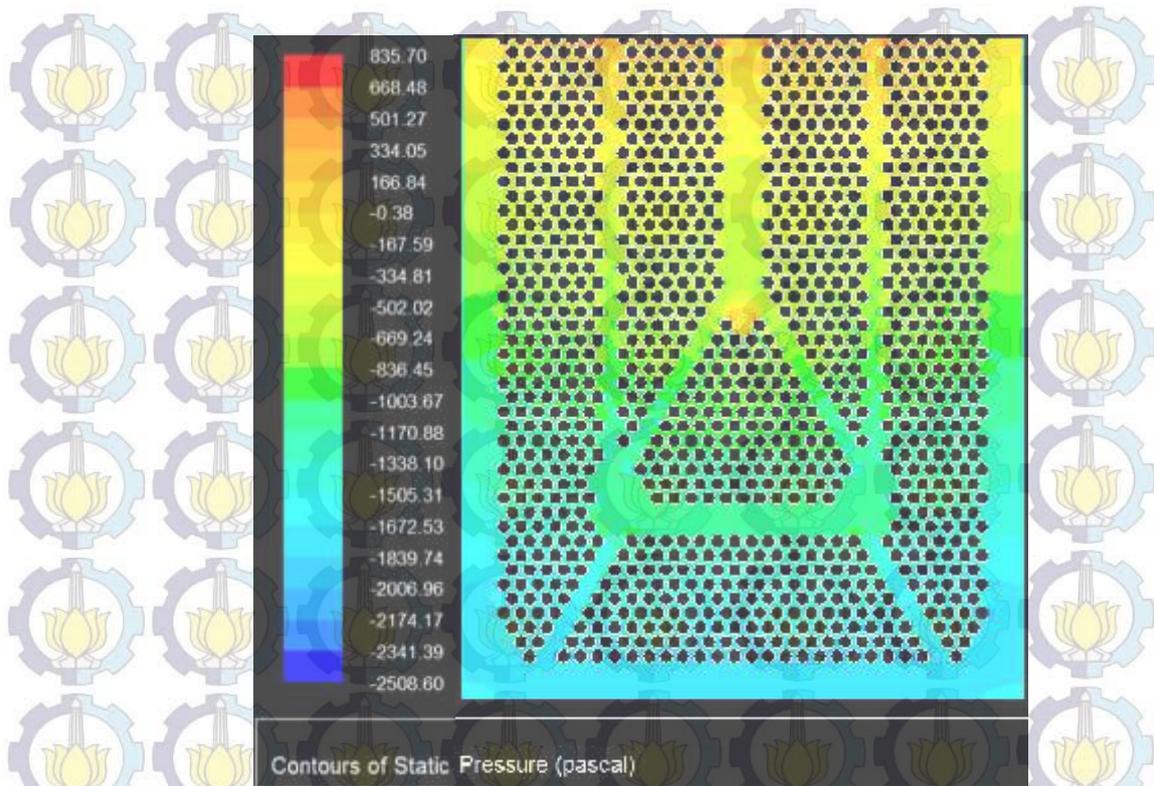
Tabel 4.2 Komparasi kecepatan beberapa tube kritis pada domain 1, domain 4 dan domain 5

Nama Tube	Kecepatan (m/s)		
	Aktual	Modifikasi <i>Guide plate</i>	Modifikasi <i>Guide plate T</i>
T1	37,962	9,630	7,617
T4	43,419	12,546	14,720
S1	17,508	30,441	24,191
S2	9,529	25,035	25,716
S3	8,997	23,641	30,990
S4	11,150	21,630	26,237
S5	13,560	22,376	22,527

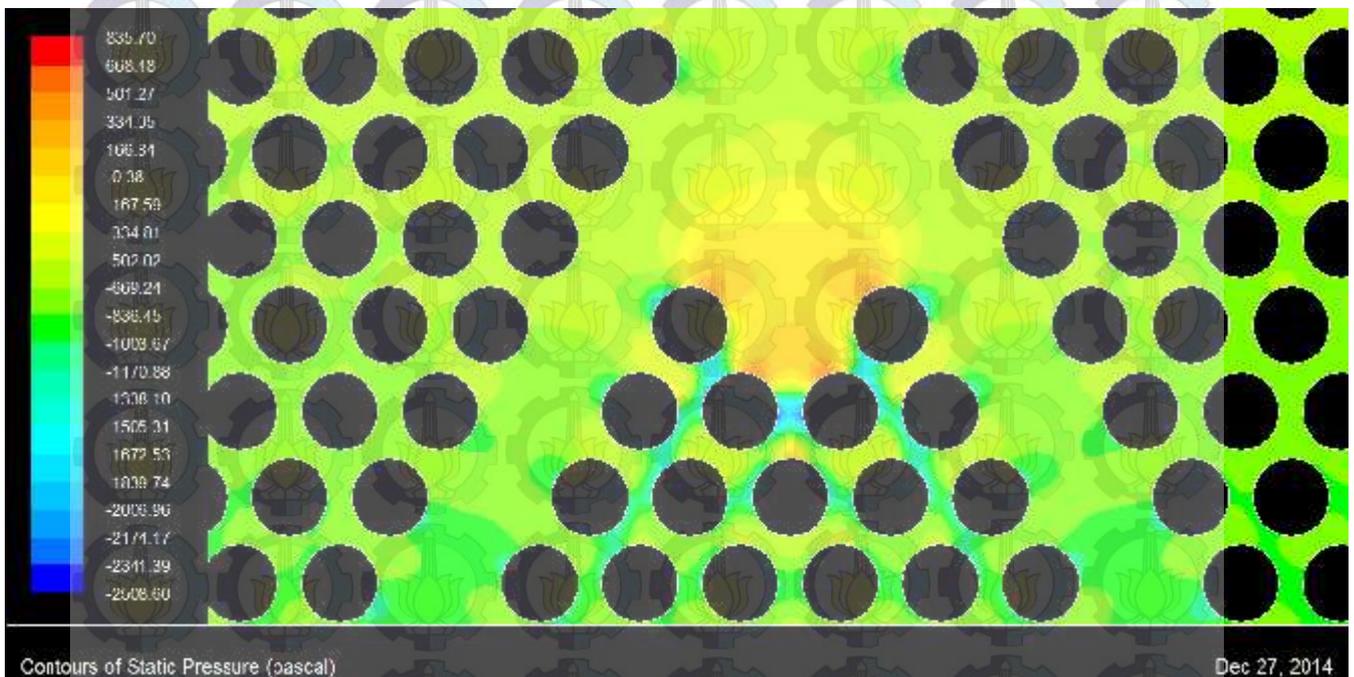
4.1.1.2. Kontur Tekanan

Gambar 4.7 merupakan kontur tekanan statis untuk susunan tube kondisi aktual atau kondisi sebelum dilakukan modifikasi (domain 1). Terlihat adanya tekanan yang cukup tinggi di sekitar tube T1, T2, T4 dan T5. Tekanan sekitar susunan tube segitiga kritis memiliki tekanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan daerah tube yang lainnya. Detil nilai tekanan statis di tunjukkan pada tabel 4.3 dan 4.4. Selanjutnya analisa kontur tekanan statis secara detil untuk daerah kritis pada seluruh domain komputasi ditunjukkan pada gambar 4.7 hingga 4.11.

Gambar 4.7.a-b merupakan kontur tekanan statis untuk kondisi aktual (domain 1). Pada gambar 4.7.b terlihat adanya tekanan yang cukup tinggi pada tube T1, T2, T4 dan T5 di susunan tube bentuk segitiga oleh karenanya daerah ini disebut dengan daerah kritis. Tekanan disekitar tube kritis ditunjukkan oleh tabel 4.3.



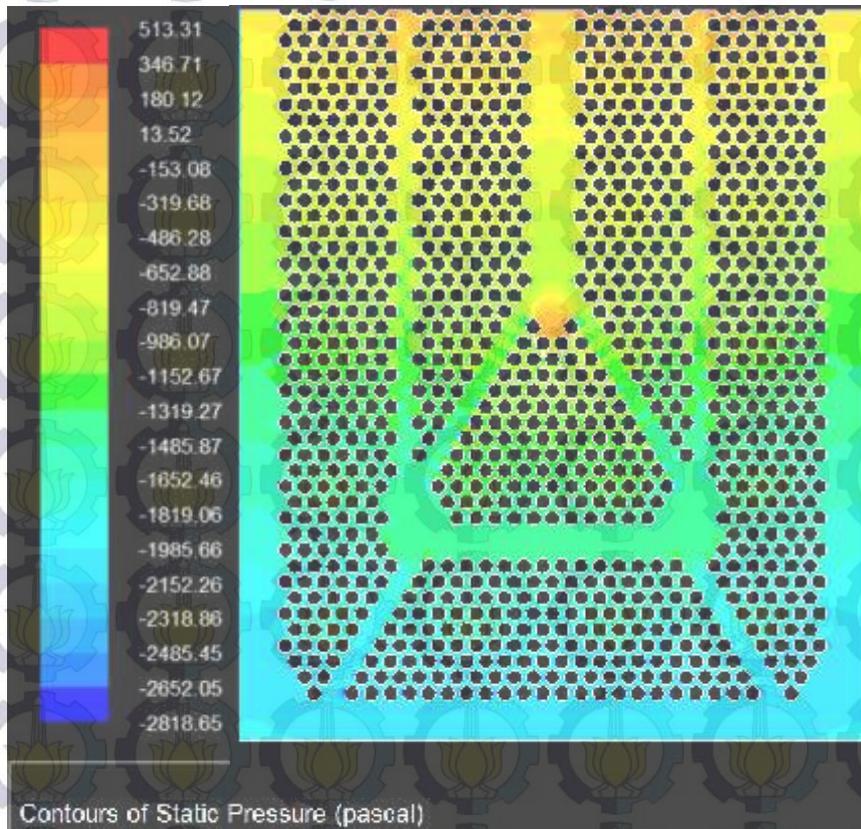
Gambar 4.7.a Kontur tekanan domain 1



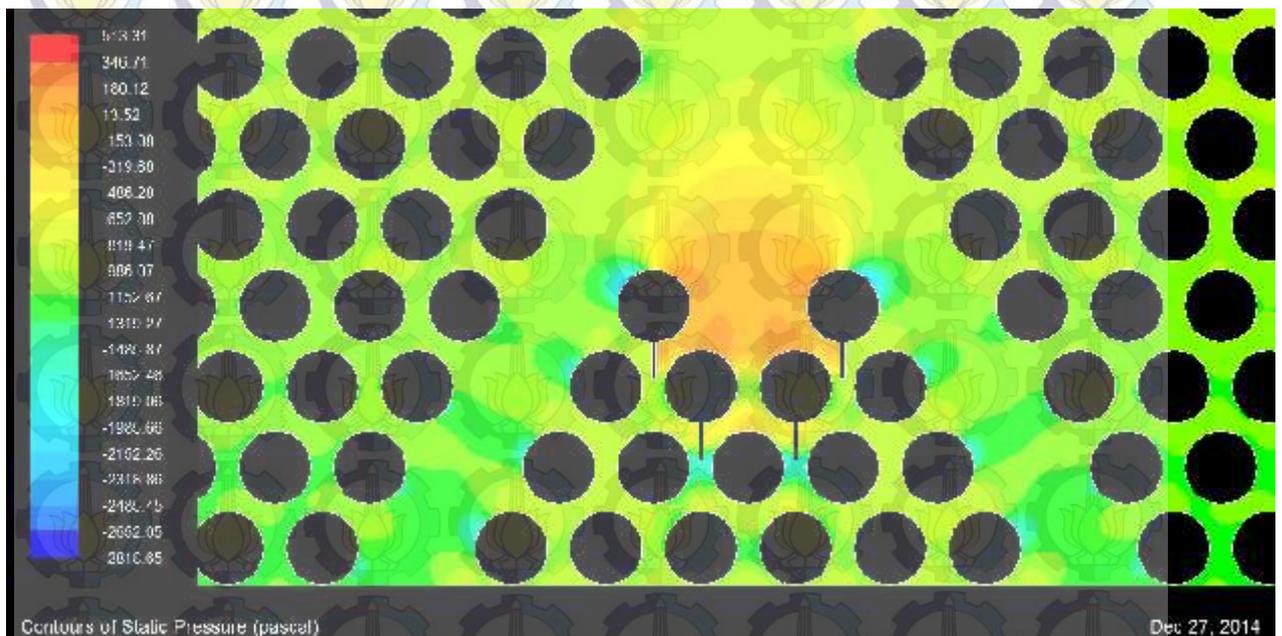
Gambar 4.7.b Kontur tekanan daerah kritis domain 1

Gambar 4.8.a-b menunjukkan kontur tekanan di sekitar tube kritis untuk kondisi modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$ Terjadi penurunan tekanan pada beberapa tube yaitu T1, T2, T3, T6, T7, T8, T9, T10 dan T11, jika dibandingkan

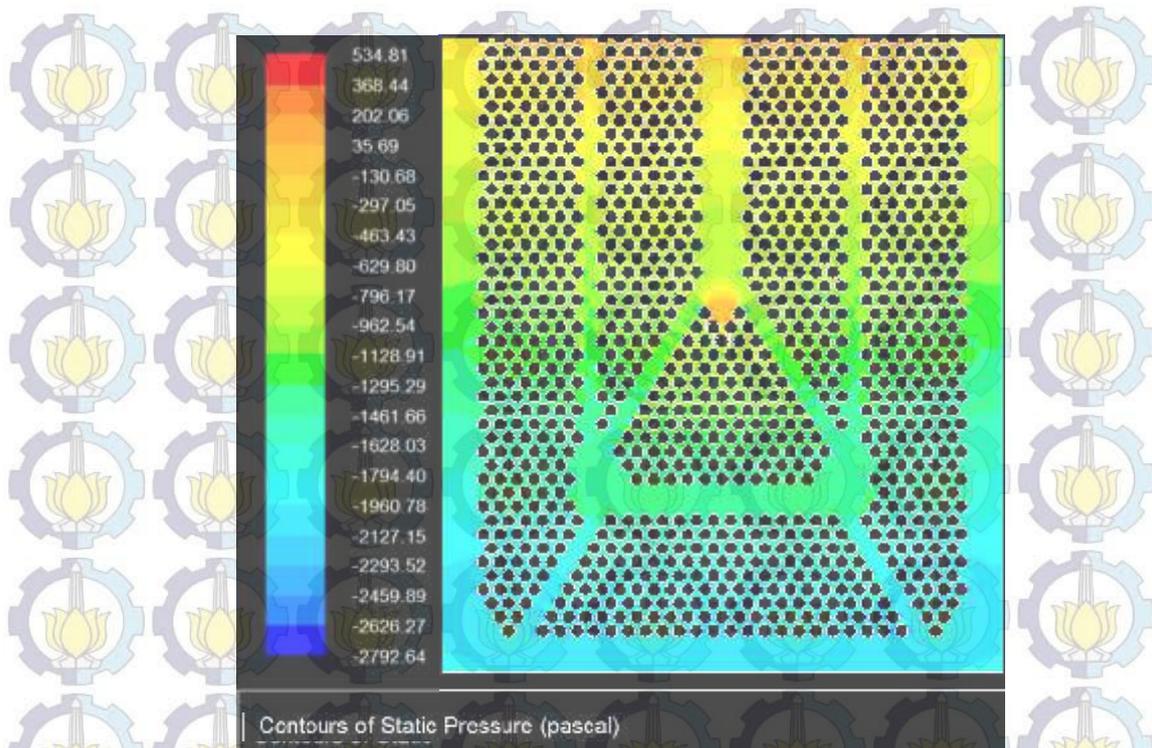
dengan kondisi aktual. Namun juga terjadi kenaikan tekanan untuk tube T4 dan T5 seperti yang tertera pada tabel 4.3.



Gambar 4.8.a Kontur tekanan domain 2



Gambar 4.8.b Kontur tekanan daerah kritis domain 2

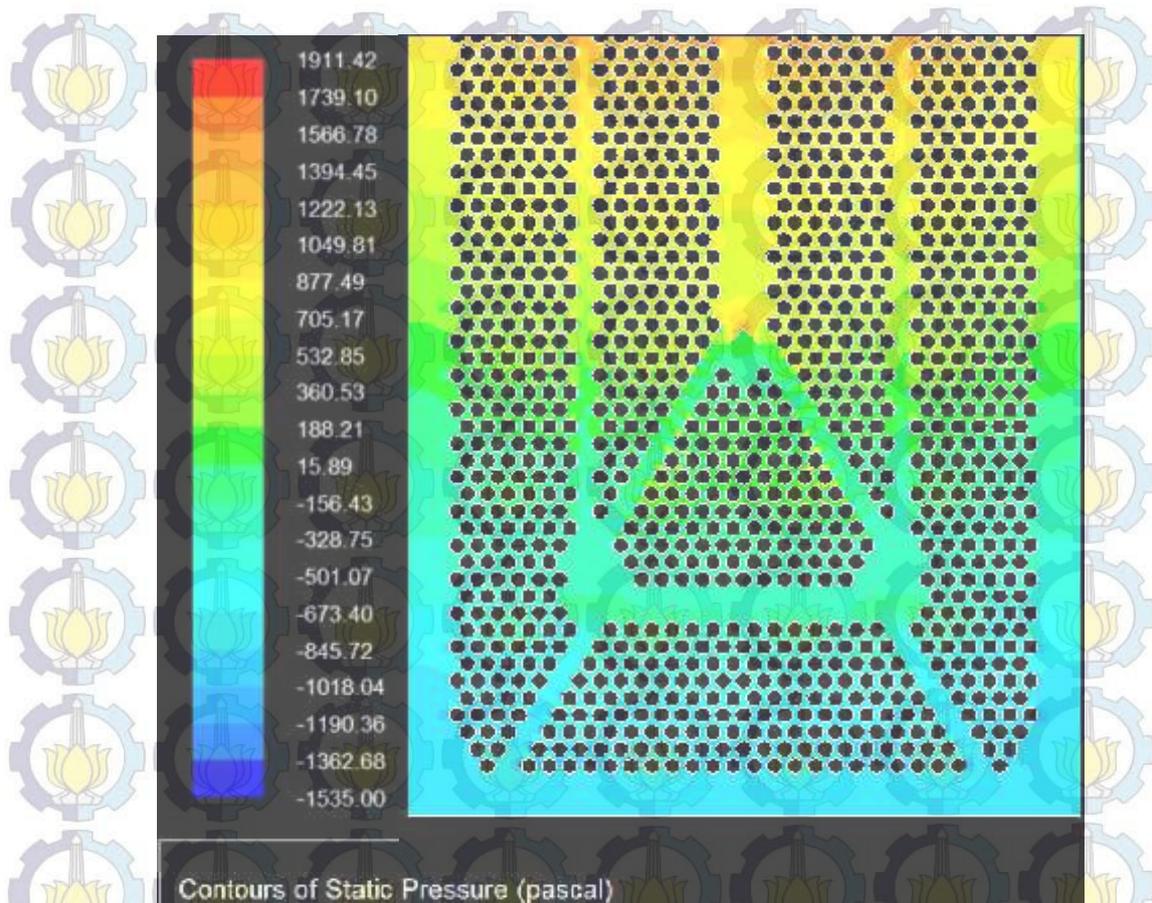


Gambar 4.9.a Kontur tekanan domain 3

Gambar 4.9.a-b menunjukkan kontur tekanan di sekitar tube kritis untuk kondisi modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$. Terjadi penurunan tekanan pada beberapa tube yaitu T1, T2, T3, T6, T7, T8, T9, T10 dan T11, jika dibandingkan dengan kondisi aktual. Namun juga terjadi kenaikan tekanan untuk tube T4 dan T5 seperti yang tertera pada tabel 4.3. Tren penurunan dan kenaikan tekanan tersebut juga sama jika dibandingkan dengan modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$.



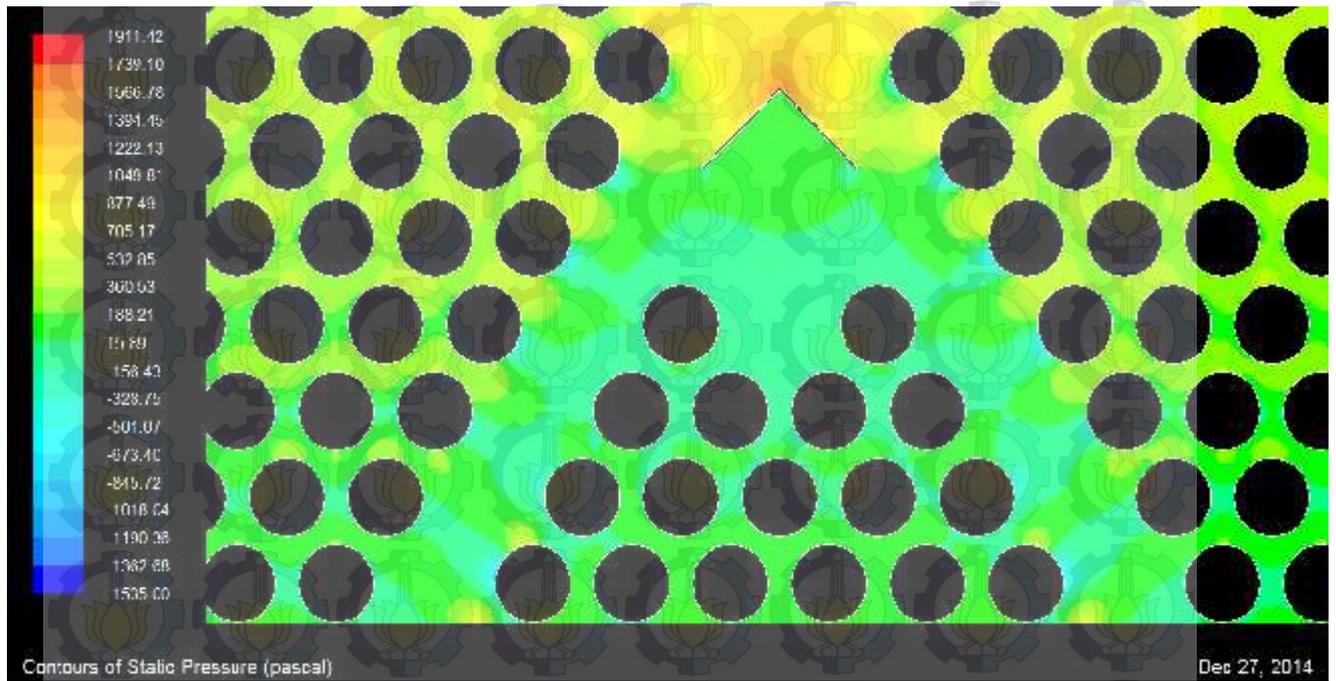
Gambar 4.9.b Kontur tekanan daerah kritis domain 3



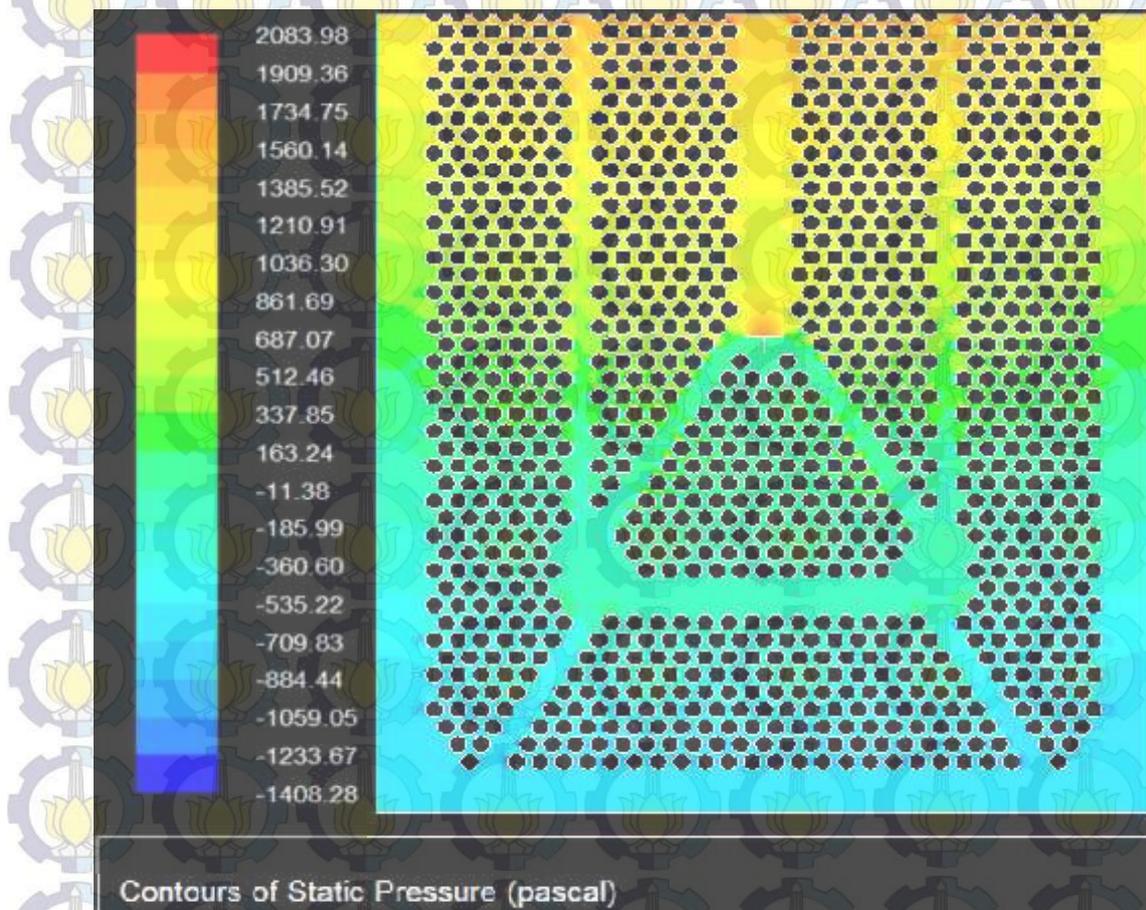
Gambar 4.10.a Kontur tekanan domain 4

Kontur tekanan pada domain komputasi dengan modifikasi *guide plate* pada gambar 4.10.a-b menunjukkan adanya pengurangan tekanan yang signifikan pada tube segitiga kritis yang berada di bawah *guide plate*. *Guide plate* berfungsi dalam melindungi tube kritis dari beban *impact* aliran fluida. Keberadaan *guide plate* dapat mengarahkan atau memodifikasi medan aliran sehingga dapat mengalir menuju aliran samping tube segitiga kritis seperti pada gambar 4.10.b.

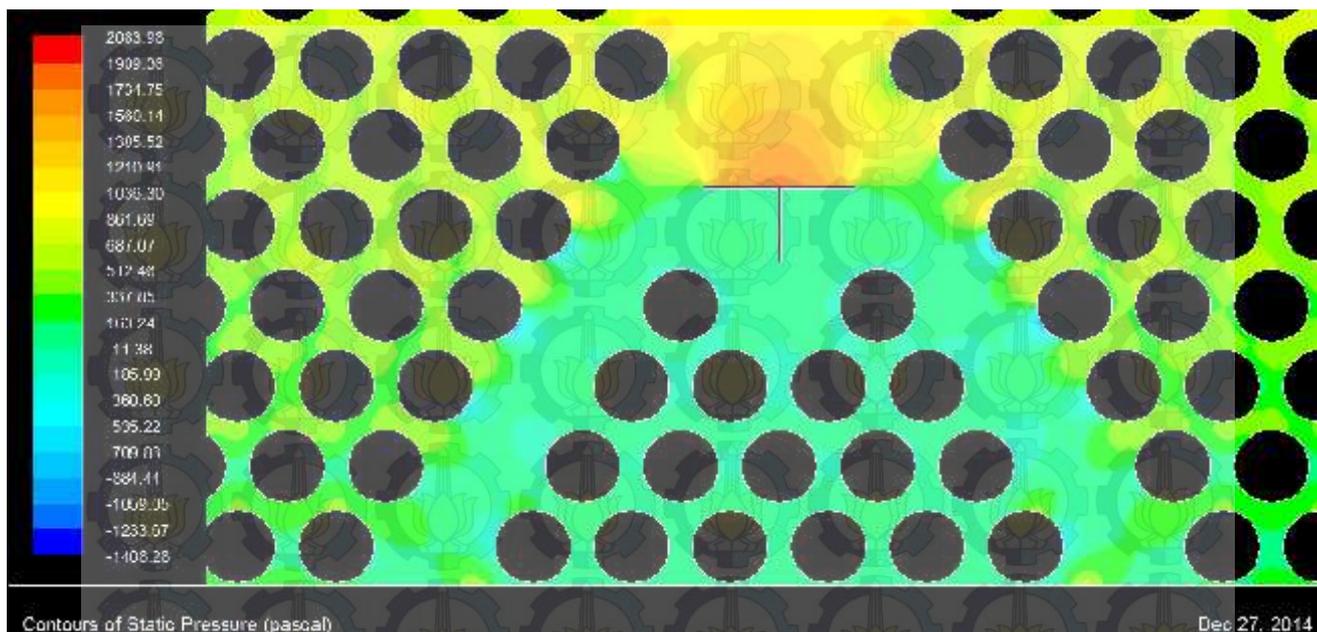
Kontur tekanan pada gambar 4.10.b menunjukkan adanya distribusi tekanan seragam pada seluruh tube pada segitiga kritis. Terjadi pemindahan tekanan yang tinggi yaitu dari tube kritis menjadi ke *guide plate*. Sehingga tube kritis dalam kondisi aman dari kerusakan namun *guide plate* yang akan dapat mengalami kerusakan. Namun kerusakan *guide plate* tidak memiliki pengaruh yang cukup signifikan dalam hal perpindahan panas, karena *guide plate* hanya berfungsi sebagai plat penyearah aliran fluida. Material dari *guide plate* juga dari logam aluminium yang relatif berharga murah.



Gambar 4.10.b Kontur tekanan daerah kritis domain 4



Gambar 4.11.a Kontur tekanan domain 5



Gambar 4.11.b Kontur tekanan daerah kritis domain 5

Kontur tekanan pada gambar 4.11.a-b menunjukkan kontur yang hampir sama dengan 4.10 Terdapat distribusi tekanan seragam pada seluruh tube pada segitiga kritis. Terjadi pemindahan tekanan yang tinggi yaitu dari tube kritis menjadi ke *guide plate*. Sehingga tube kritis dalam kondisi aman dari kerusakan namun *guide plate* yang akan dapat mengalami kerusakan. Dibandingkan dengan gambar 4.10. modifikasi *guide plate* bentuk T seperti pada gambar 4.11 memberikan tekanan yang lebih tinggi pada tube kritis seperti yang tertera pada tabel 4.4.

Tabel 4.3 Komparasi tekanan beberapa tube kritis pada domain 1, 2 dan 3

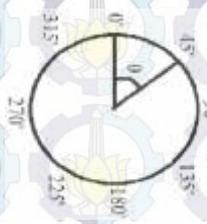
Nama Tube	Tekanan Aktual	Tekanan Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 0.5	Tekanan Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 1
T1	-647,498	-731,795	-847,071
T2	-650,512	-722,933	-838,377
T3	-818,865	-1.050,963	-1.022,392
T4	-938,708	-717,753	-850,257
T5	-936,049	-714,793	-853,315
T6	-818,294	-1.043,696	-1.013,382
T7	-851,157	-1.040,398	-1.006,993
T8	-863,747	-1.060,626	-989,412
T9	-832,825	-1.039,884	-991,678
T10	-853,711	-1.049,824	-980,612
T11	-846,124	-1.037,836	-1.002,277

Tabel 4.4 Komparasi tekanan beberapa tube kritis pada domain 4 dan 5

Nama Tube	Tekanan Modifikasi <i>Guide plate</i>	Tekanan Modifikasi <i>Guide plate T</i>
T1	-9,709	-12,243
T2	-7,213	-15,666
T3	-24,903	-7,207
T4	-30,624	-41,345
T5	-30,485	-42,349
T6	-11,504	-23,955

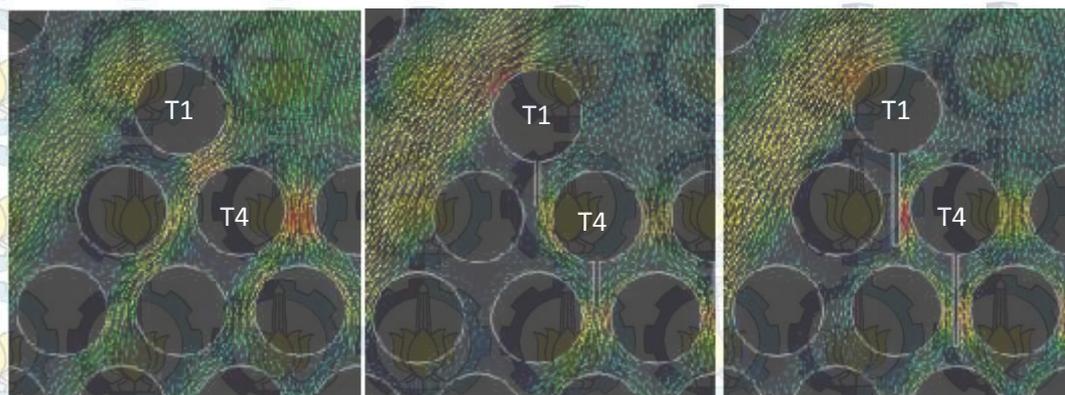
4.1.2. Pengaruh Penambahan *Splitter Plate* Pada Aliran Fluida

Studi numerik ini meneliti karakteristik aliran fluida dengan memvariasikan panjang *splitter plate* yaitu L sama dengan 0,5 D dan 1D. Data hasil pemodelan dapat dilihat untuk tiap θ dimana merupakan suatu fungsi dari lokasi disepanjang tube seperti pada gambar 4.12.



Gambar 4.12 Posisi sudut pada tube

4.1.2.1. Vektor Kecepatan (*Velocity Vector*)



Gambar 4.13.a *Velocity vector domain 1*

Gambar 4.13.b *Velocity vector domain 2*

Gambar 4.13.c *Velocity vector domain 3*

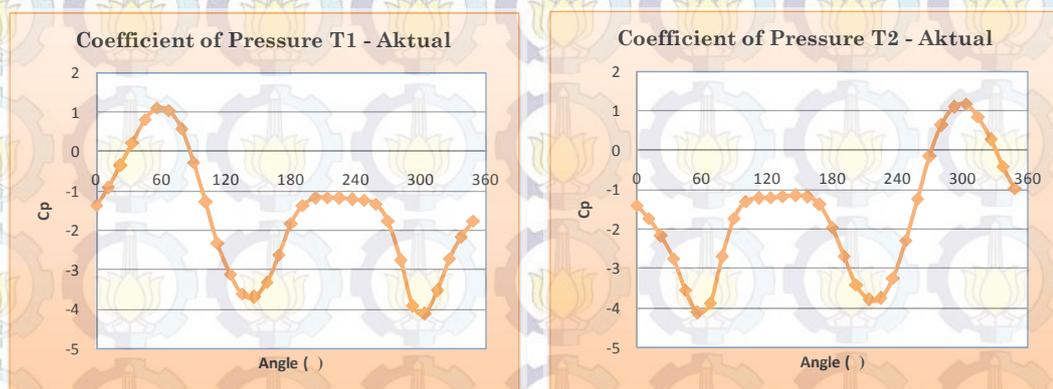
Gambar 4.13 menunjukkan vektor kecepatan di dekat permukaan T1 dan T4 dimana gambar 4.13.a merupakan kondisi tube T1 dan T4 sebelum modifikasi sedangkan 4.13.b dan 4.13.c merupakan tube T1 dan T4 yang sudah dimodifikasi

dengan *splitter plate*. *Splitter plate* dipasang di posisi sudut tube 180° seperti pada gambar 4.12.

Vektor Kecepatan Tube T1

Dari bentuk vektor kecepatan terlihat bahwa pemasangan *splitter plate* yang awalnya didesain untuk dipasang di daerah *wake* ternyata tidak berada tepat di posisi daerah *wake* tube T1. Hal ini diakibatkan oleh adanya pergeseran titik stagnasi pada tube T1. Pada gambar 4.13 secara visual terlihat bahwa posisi titik stagnasi tidak terletak pada posisi sudut 0° melainkan pada sudut yang lebih besar. Untuk besarnya sudut titik stagnasi secara kuantitatif dapat diketahui dari distribusi koefisien tekanan (C_p) yang akan dibahas pada sub bab 4.1.3.3.

Adanya *shear layer* dan daerah *wake* pada tube yang berada di atas tube T1 dan T2 (saluran menuju ke susunan segitiga kritis) mempengaruhi *pathline* fluida sehingga terjadi pergeseran titik stagnasi tersebut. Bentuk saluran yang melebar menyerupai *diffuser* yang berada diatas tube kritis T1 dan T2 juga sangat mempengaruhi pola aliran fluida sehingga menyebabkan aliran menumbuk tegak lurus pada tube T1 dan T2 bukan tepat pada sudut 0° melainkan bergeser kekanan untuk tube T1 dan kekiri untuk tube T2. Aliran fluida pada tube T1 dan T2 menunjukkan pola aliran yang *similar*. Hal ini di tunjukkan dengan bentuk gambar koefisien tekanan lokal (C_p) yang simetri untuk kedua tube tersebut seperti pada gambar 4.14.



Gambar 4.14 Distribusi C_p lokal tube T1 dan T2 yang simetri (*similar*)

Dengan adanya kondisi yang simetri maka pembahasan detail hanya dilakukan pada salah satu tube saja yaitu tube T1. Terjadinya pergeseran titik stagnasi

menyebabkan perubahan posisi daerah *wake* tube T1. Perubahan letak titik stagnasi yang seharusnya berada pada posisi sudut 0° (posisi dimana aliran fluida tegak lurus dengan permukaan tube) menjadi tidak tepat di posisi sudut 0° menyebabkan daerah *wake* tube T1 tidak berada pada posisi sudut 180° melainkan mundur di posisi sudut yang lebih besar yaitu sekitar $202,5^\circ$ (berdasarkan gambar Cp).

Fungsi *splitter plate* yang awalnya sebagai peredam interaksi antar vortek sisi kanan dan kiri tube T1 dengan adanya hal ini maka menyebabkan *splitter plate* kurang menjalankan fungsinya dengan tepat. Vortek sisi kanan tube T1 terhalang *splitter plate* sehingga tidak dapat mengalir secara *smooth* ke arah bawah. Oleh karenanya vortek yang terbentuk pada sisi kanan tube T1 harus berinteraksi dengan vortek yang terbentuk pada sisi kiri tube T4 didukung dengan jarak antara tube T1 dan tube T4 yang cukup sempit. Vortek sisi kiri tube T1 mengalir hampir sama dengan kondisi aktual. Namun bagi tube T1 *splitter plate* masih dapat meredam interaksi vortek sisi kanan dan sisi kiri pada tube T1 sehingga membuat nilai gaya drag T1 turun dari kondisi aktual seperti pada tabel 4.7. Namun hal ini berpengaruh negatif pada tube T4 dimana terjadi kenaikan koefisien drag lokal tube T4.

Vektor Kecepatan Tube T4

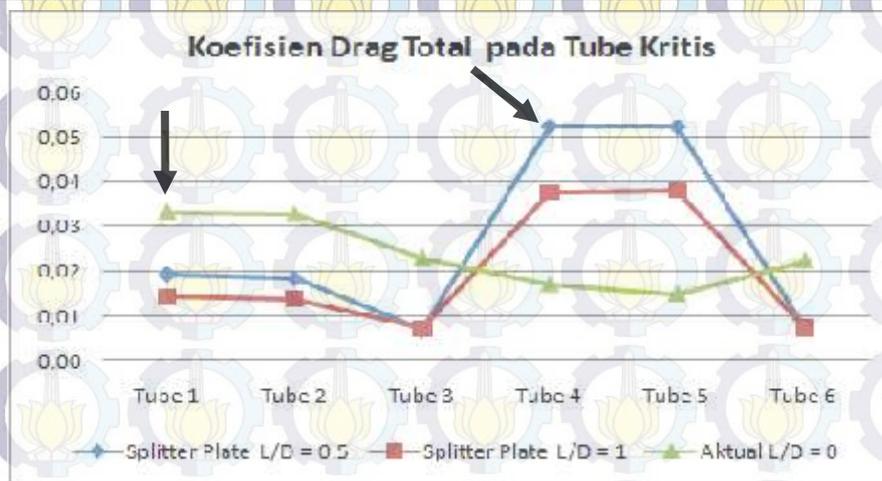
Pemasangan *splitter plate* yang tidak tepat dikondisi *wake* berpengaruh besar bagi tube T4. Dapat dilihat di gambar 4.13 bahwa terdapat vortek yang terkonsentrasi pada sekitar tube T4. Hal ini dikarenakan adanya vortek dari sisi kanan tube T1 yang saling berinteraksi pada tube T4 serta kondisi jarak antar tube yang cukup sempit. Sehingga interaksi vortek pada tube T4 akan semakin besar dikarenakan adanya aliran yang mengalir tidak *smooth* kebawah dari tube T1. Hal ini dapat menyebabkan kenaikan nilai gaya drag yang mengenai T4 seperti pada tabel 4.9.

4.1.2.2. Koefisien Drag Lokal (*Local Drag Coefficient* - C_D)

Komparasi nilai koefisien drag pada beberapa tube penerima gaya drag yang besar di segitiga kritis untuk kondisi aktual dan modifikasi *splitter plate* ditunjukkan oleh tabel 4.5 dibawah ini:

Tabel 4.5 Koefisien drag lokal untuk beberapa tube kritis

Nama Tube	Koefisien Drag			Koefisien Drag			Koefisien Drag		
	Aktual			Modifikasi Splitter Plate L/D = 1/2			Modifikasi Splitter Plate L/D = 1		
	Pressure Drag	Friction Drag	Total Drag	Pressure Drag	Friction Drag	Total Drag	Pressure Drag	Friction Drag	Total Drag
Tube 1 (T1)	0,0324	0,0009	0,0333	0,0201	0,0008	0,0193	0,0156	0,0013	0,0143
Tube 2 (T2)	0,0315	0,0010	0,0325	0,0152	0,0008	0,0164	0,0152	0,0013	0,0138
Tube 3 (T3)	0,0223	0,0008	0,0231	0,0073	0,0003	0,0070	0,0078	0,0004	0,0074
Tube 4 (T4)	0,0155	0,0015	0,0170	0,0511	0,0013	0,0524	0,0358	0,0018	0,0376
Tube 5 (T5)	0,0133	0,0015	0,0148	0,0510	0,0013	0,0523	0,0350	0,0019	0,0379
Tube 6 (T6)	0,0216	0,0008	0,0224	0,0073	0,0003	0,0074	0,0079	0,0003	0,0076



Gambar 4.15 Koefisien drag lokal pada beberapa tube disegitiga kritis

Data pada tabel 4.5 yang kemudian digambarkan dalam bentuk gambar 4.1 menunjukkan nilai koefisien drag lokal pada beberapa tube didaerah kritis. Dikarenakan posisi susunan tube yang *similar* maka nilai C_D T1 menunjukkan angka yang hampir sama dengan C_D T2, nilai C_D T3 menunjukkan angka yang hampir sama dengan C_D T6 dan nilai C_D T4 menunjukkan angka yang hampir sama dengan C_D T5.

Perbandingan nilai C_D untuk sebelum dan setelah modifikasi berupa *splitter plate* menunjukkan adanya perubahan yang signifikan pada tube tersebut.

Nilai drag tertinggi sebelum dilakukan modifikasi adalah tube T1 dan T2, hal ini yang menyebabkan tube tersebut mengalami kerusakan. Dengan adanya modifikasi berupa *splitter plate* maka terjadi penurunan nilai C_D yang cukup signifikan pada tube T1 dan T2. Sehingga tube T1 dan T2 diharapkan dapat terhindar dari kerusakan tube.

Akan tetapi modifikasi *splitter plate* memberikan kenaikan nilai C_D untuk tube T4 dan T5. Namun berdasarkan data kecepatan pada tabel 4.1 terlihat bahwa kecepatan fluida bebas disekitar tube T4 dan T5 mengalami penurunan yang cukup besar yaitu dari 43 m/s menjadi 35 m/s atau sekitar 18,6%. Berdasarkan tabel 4.6 yang memberikan data intensitas energi kinetik pada tube tersebut, terlihat bahwa terjadi penurunan *turbulent kinetic energy* (kehilangan energi kinetik) yang cukup besar. Dengan adanya pengurangan energi kinetik yang cukup besar ini maka diharapkan kenaikan nilai drag pada T4 dan T5 bukanlah drag yang dapat merusak tube tersebut.

Tabel 4.6 *Turbulent kinetic energy* pada beberapa tube di daerah kritis

Nama Tube	Turbulent Kinetic Energy		
	Aktual	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 0.5	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 1
T1	115,7	91,8	87,1
T2	117,3	91,2	86,3
T3	106,3	51,1	50,5
T4	156,2	91,7	87,1
T5	156,2	91,6	87,1
T6	105,1	50,1	49,3

Adanya kondisi tube yang *similar* maka analisa dilakukan pada 2 tube kritis yaitu T1 dan T4 karena merupakan tube penerima gaya dinamik paling besar akibat aliran fluida yang mengalir secara *downward* di atasnya dan yang paling banyak mengalami perubahan parameter (kecepatan, tekanan dan koefisien drag) setelah dilakukan modifikasi berupa *splitter plate* seperti pada tabel 4.1, 4.3, 4.4, 4.5 dan gambar 4.14.

Koefisien Drag Lokal Tube T1

Tabel 4.7 Nilai koefisien drag lokal tube T1 sebelum dan sesudah modifikasi *splitter plate*

T1 pada Susunan Tube	<i>Pressure drag</i>	<i>Friction drag</i>	<i>Total Drag</i>
Aktual	0,032	0,00094	0,033
<i>Splitter plate</i> L/D = 0,5	0,020	0,0008	0,021
<i>Splitter plate</i> L/D = 1	0,015	0,0013	0,016

Pada tabel 4.7 terlihat adanya perbandingan nilai koefisien drag pada tube T1 untuk kondisi susunan tube aktual dengan susunan tube yang diberikan penambahan *splitter plate*. Terjadi penurunan koefisien drag lokal pada tube T1. Penurunan nilai koefisien drag pada tube kritis ini menyatakan kondisi daerah kritis sudah hilang untuk tube baris pertama (T1) sehingga kerusakan pada tube baris pertama dapat diminimalisir.

Penurunan nilai koefisien drag untuk kedua variabel *splitter plate* didominasi oleh penurunan nilai *pressure drag*. *Splitter plate* $L/D = 0,5$ dapat menurunkan nilai *pressure drag* T1 sebesar 37,5%. Sedangkan drag karena gesekan atau *friction drag* mengalami penurunan sebesar 14,9%. Sedangkan *splitter plate* $L/D = 1$ dapat menurunkan nilai *pressure drag* T1 lebih besar yaitu prosentase penurunannya 53,1%. Sedangkan drag karena gesekan atau *friction drag* mengalami peningkatan sebesar 38,2%.

Penurunan nilai *friction drag* pada domain 2 (modifikasi *splitter plate* 0,5D) disebabkan adanya pengurangan luas area kontak fluida dengan tube T1. Meskipun dengan adanya area tambahan dari *splitter plate* namun luas gesekan fluida dengan tube yang hilang (sebelah kiri *splitter plate* $L/D=0,5$) lebih besar dibandingkan luas area tambahan *splitter plate*. Sehingga nilai drag karena gesekan (*friction drag*) menjadi berkurang. Berbeda dengan domain 3 (modifikasi *splitter plate* 1D), dimana terjadi peningkatan nilai *friction drag*. Hal ini diakibatkan adanya tambahan luas area berupa *splitter plate* sepanjang 1D memberikan kontak (gesekan) fluida dengan tube T1 yang lebih besar dibandingkan luas area kontak (gesekan) yang hilang akibat pemasangan *splitter plate* tersebut. Namun secara keseluruhan baik *splitter plate* dengan $L/D = 0,5$ maupun dengan $L/D = 1$ sama-sama memberikan penurunan nilai koefisien drag total pada tube T4 yaitu 36,3% dan 51,5%.

Penurunan nilai koefisien drag khususnya nilai *pressure drag* hal ini karena pengaruh adanya *splitter plate*. *Splitter plate* dapat mengurangi kontak antar vortek sisi kanan dan kiri yang dihasilkan dari aliran melewati tube. Dengan berkurangnya kontak antar vortek maka dapat mengurangi adanya interaksi antar vortek yang dapat menyebabkan adanya pelepasan vortex atau yang disebut dengan mekanisme *vortex shedding*. Dimana jika terdapat *vortex shedding* yang

berlebih maka dapat menimbulkan vibrasi pada tube dan selanjutnya dapat menimbulkan kerusakan pada *body tube*. *Splitter plate* dapat mereduksi vortex *shedding* dan memperkecil daerah *wake* sehingga nilai koefisien drag dapat lebih kecil [33]. *Splitter plate* juga berfungsi sebagai *pressure recovery* sehingga meningkatkan tekanan (*base pressure*) pada tube T1. Nilai *pressure drag* di representasikan dengan selisih tekanan upstream dan *downstream* tube [32]. Dengan peningkatan tekanan pada sisi *downstream* tube T1 maka selisih tekanan antara *upstream* dan *downstream* semakin kecil sehingga nilai *pressure drag* juga semakin mengecil.

Koefisien Drag Lokal Tube T4

Tabel 4.8 menunjukkan perbandingan nilai koefisien drag tube T4 pada saat sebelum dan sesudah modifikasi *splitter plate*.

Tabel 4.8 Nilai koefisien drag lokal tube T4 sebelum dan sesudah modifikasi *splitter plate*

T4 pada Susunan Tube	<i>Pressure drag</i>	<i>Friction drag</i>	<i>Total Drag</i>
Aktual	0,032	0,00094	0,033
<i>Splitter plate</i> L/D = 0,5	0,051	0,0013	0,052
<i>Splitter plate</i> L/D = 1	0,035	0,0018	0,037

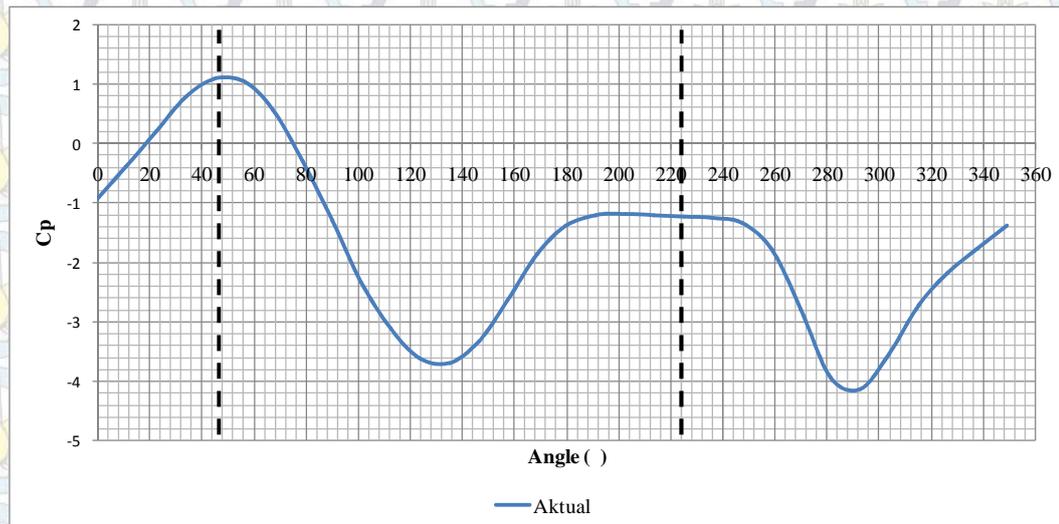
Pemasangan *splitter plate* L/D = 0,5 pada tube T4 mengakibatkan adanya kenaikan koefisien drag pada tube tersebut. Kenaikan koefisien drag didominasi oleh *pressure drag*, dimana terjadi peningkatan *pressure drag* sebesar 59,3%. Sedangkan drag karena gesekan atau *friction drag* mengalami peningkatan sebesar 38,3%. Pemasangan *splitter plate* L/D = 1 pada tube T4 menunjukkan hasil berkebalikan dengan *splitter plate* L/D = 0,5. Dimana pada *splitter plate* L/D = 1, nilai kenaikan koefisien drag lebih didominasi oleh *friction drag*. Dimana peningkatan drag karena gesekan atau *friction drag* mengalami peningkatan signifikan yaitu sebesar 91,4% sedangkan nilai *pressure drag* hanya mengalami peningkatan sebesar 9,3%.

Namun secara keseluruhan baik *splitter plate* L/D = 0,5 maupun L/D = 1 sama-sama memberikan kenaikan nilai koefisien drag total pada tube T4 yaitu 57,5% dan 12,1%.

4.1.2.3. Koefisien Tekanan Lokal (*Local Pressure Coefficient - Cp*)

Distribusi *local pressure coefficient* (C_p) dan *local nusselt number* (Nu) dapat dilihat untuk tiap θ dimana θ merupakan suatu fungsi dari lokasi disepanjang tube (gambar 4.12).

Koefisien Tekanan Lokal Tube T1



Gambar 4.16 Distribusi C_p Domain 1 (Aktual)

Gambar 4.16 memperlihatkan distribusi nilai C_p pada sekeliling permukaan tube T1 pada domain 1, domain 2 dan domain 3. Pada gambar warna biru yang merupakan kondisi susunan tube aktual menunjukkan nilai tekanan terbesar pada sudut 45° dengan nilai $C_p = 1,097$. Posisi dimana nilai C_p mencapai maksimum disebut dengan titik stagnasi karena pada titik stagnasi tekanan fluida mencapai maksimum dan kecepatannya nol [12]. Titik stagnasi juga merupakan posisi dimana aliran mengalir tegak lurus dengan tube. Letak titik stagnasi pada tube T1 dari 0° menjadi 45° ini dipengaruhi oleh adanya *shear layer* dan daerah *wake* yang dibentuk oleh tube sebelum tube T1 (tube yang berada diatas tube T1) serta bentuk saluran yang melebar menyerupai *diffuser* yang berada diatas tube kritis T1 yang membuat pola aliran fluida menumbuk tegak lurus pada tube T1 pada sudut sekitar 45° . Letak titik stagnasi ditunjukkan oleh vektor kecepatan pada gambar 4.5.

Fenomena Bergeraknya fluida melewati tube merupakan pertukaran energi kinetik (kecepatan) dan energi tekanan. Ketika fluida menumbuk secara tegak

lurus pada permukaan tube atau yang disebut dengan titik stagnasi maka fluida memiliki kecepatan nol dimana energi kinetik berubah menjadi energi tekanan, sehingga kondisi titik stagnasi memiliki tekanan maksimum.

Distribusi C_p untuk permukaan sisi kiri dan sisi kanan tube T1 menunjukkan trend gambar yang serupa. Setelah titik stagnasi, fluida bergerak melewati permukaan tube sehingga terjadi penurunan tekanan hingga mencapai nilai tekanan minimum pada sudut 135° dengan nilai $C_p = -3.70$ dan pada sudut $292,5^\circ$ dengan nilai $C_p = -4.14$, akibat peningkatan kecepatan (kecepatan maksimum) aliran. Setelah aliran fluida melewati kondisi tekanan minimum selanjutnya aliran fluida mengalami perlambatan akibat adanya peningkatan tekanan hingga akhirnya momentum fluida tidak mampu melawan tekanan balik (*adverse pressure gradient*) serta akibat adanya efek *viscous* (gesekan) fluida maka akhirnya terjadi pelepasan (terangkatnya) lapisan batas fluida atau yang disebut dengan titik separasi. Titik separasi terjadi pada posisi sudut 202.5° dengan nilai $C_p = -1.19$ dan pada posisi sudut 236.25° dengan nilai $C_p = -1.25$. Kemudian nilai C_p konstan dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol.

Gambar warna merah merupakan kondisi modifikasi *splitter plate* $L/D = 0.5$, titik stagnasi berada pada sudut yang sama dengan kondisi aktual yaitu 45° pada $C_p = 0.52$. Nilai C_p pada titik stagnasi cenderung turun sedikit dibandingkan dengan kondisi aktual. Terjadi perbedaan trend distribusi C_p pada sisi kiri dan sisi kanan tube T1. Trend distribusi C_p permukaan sisi kiri tube T1 menunjukkan trend yang hampir sama dengan kondisi aktual (domain 1). Sedangkan trend distribusi C_p permukaan sisi kanan tube T1 menunjukkan trend yang berbeda dengan kondisi aktual (domain 1) akibat pengaruh letak pemasangan *splitter plate* yang tidak berada tepat di daerah *wake*.

Pada distribusi C_p permukaan sisi kanan setelah titik stagnasi tekanannya menurun secara landai hingga sudut 146.25° dengan $C_p = -0.457$, karena kecepatan aliran meningkat setelah titik stagnasi. Pada daerah lekukan antara tube dengan *splitter plate* terdapat *secondary flow* hal ini menyebabkan naiknya nilai C_p hingga sudut $170,62^\circ$ dengan $C_p = -0.086$. Kemudian aliran mengalami percepatan signifikan disekitar *splitter plate* sehingga terjadi penurunan nilai C_p yang cukup signifikan hingga mencapai titik minimum pada posisi sudut $181,87^\circ$

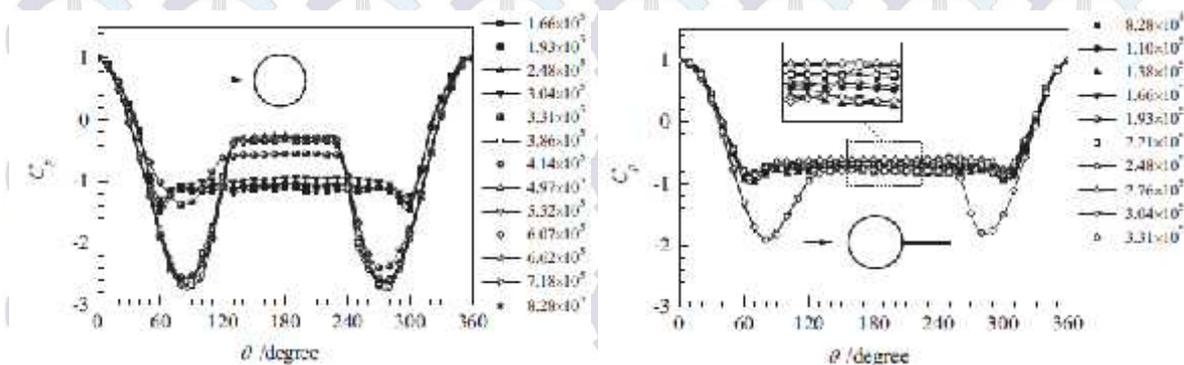
dengan nilai $C_p = -2.87$. Kemudian tekanan meningkat sampai sudut $183,75^\circ$ dengan nilai $C_p = -2.58$, karena kecepatan aliran menurun. Setelah aliran fluida mengalami penurunan kecepatan (perlambatan) selanjutnya terjadi pelepasan (terangkatnya) lapisan batas fluida atau yang disebut dengan titik separasi akibat tidak mampu melawan tekanan balik (*adverse pressure gradient*) dan efek *viscous* (gesekan) fluida. Titik separasi terjadi pada posisi sudut $183,75^\circ$ dengan nilai $C_p = -2.58$. Kemudian nilai C_p konstan dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol.

Distribusi pada sisi kiri tube T1 setelah titik stagnasi tekanannya menurun secara signifikan hingga mencapai titik C_p minimum pada sudut 315° dengan $C_p = -5.96$, karena kecepatan aliran meningkat setelah titik stagnasi. Kemudian tekanan meningkat sampai sudut 247.5° dengan nilai $C_p = -2.61$, karena kecepatan aliran menurun (perlambatan). Titik separasi terjadi pada posisi sudut 247.5° dengan nilai $C_p = -2.61$. Kemudian nilai C_p konstan dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol.

Gambar warna hijau merupakan kondisi modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ menunjukkan trend gambar yang hampir sama dengan kondisi modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$. Pada distribusi C_p permukaan sisi kanan setelah titik stagnasi tekanannya menurun secara landai hingga sudut $157,5^\circ$ dengan $C_p = -0.803$, karena kecepatan aliran meningkat setelah titik stagnasi. Pada titik lekukan antara tube dengan *splitter plate* terdapat *secondary flow* hal ini menyebabkan naiknya nilai C_p sekitar sudut 170.36° dengan $C_p = -0.254$. Kemudian aliran mengalami percepatan sehingga terjadi penurunan nilai C_p yang cukup signifikan hingga mencapai titik minimum pada posisi sudut 180° dengan nilai $C_p = -5.14$. Kemudian tekanan meningkat sampai sudut 183.75° dengan nilai $C_p = -2.58$, karena kecepatan aliran menurun. Setelah aliran fluida mengalami penurunan kecepatan (perlambatan) selanjutnya terjadi pelepasan (terangkatnya) lapisan batas fluida atau yang disebut dengan titik separasi akibat tidak mampu melawan tekanan balik (*adverse pressure gradient*) dan efek *viscous* (gesekan) fluida. Titik separasi terjadi pada posisi sudut 184.5° dengan nilai $C_p = -2.51$. Kemudian nilai C_p konstan dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol.

Distribusi pada sisi kiri tube T1 setelah titik stagnasi tekanannya menurun secara signifikan hingga mencapai titik C_p minimum pada sudut 315° dengan $C_p = -5.83$, karena kecepatan aliran meningkat setelah titik stagnasi. Kemudian tekanan meningkat sampai sudut 258.75° dengan nilai $C_p = -2.62$, karena kecepatan aliran menurun. Titik separasi terjadi pada posisi sudut 270° dengan nilai $C_p = -2.61$. Kemudian nilai C_p konstan dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol.

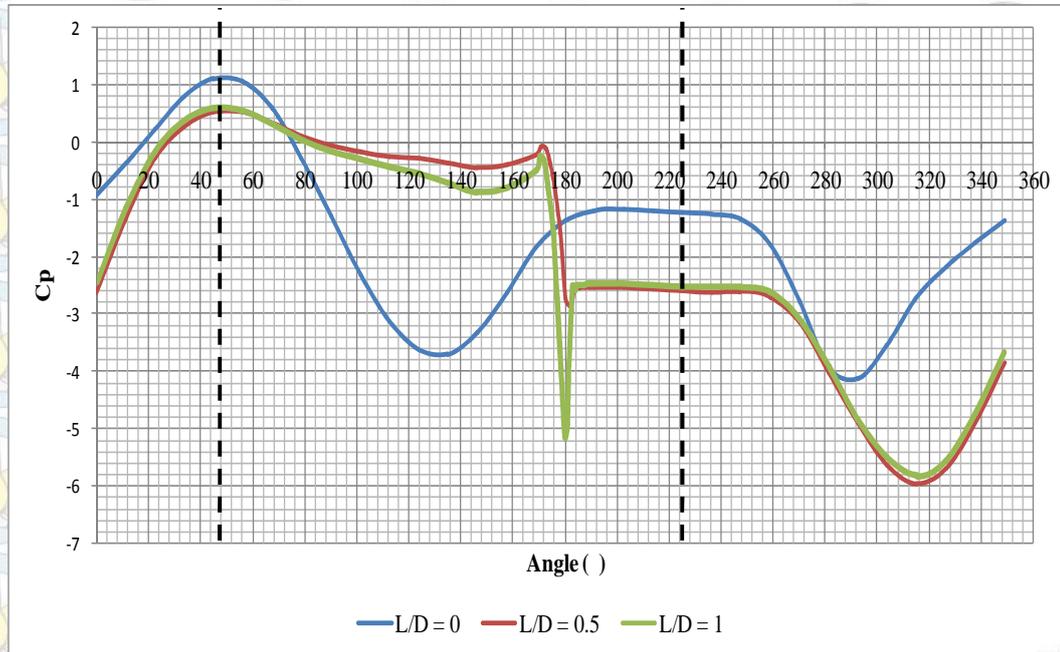
Trend gambar distribusi *local pressure coefficient* untuk susunan tube aktual (gambar 4.16) menunjukkan hasil yang hampir sama dengan trend gambar literatur terdahulu oleh Qiu *et al* [25]. Pada gambar literatur 4.17 terlihat bahwa nilai C_p maksimum terletak pada sudut 0° . Hasil simulasi penelitian ini (gambar 4.16 dan 4.18) menunjukkan nilai C_p maksimum tidak terletak pada sudut 0° . Hal ini diakibatkan adanya pergeseran titik stagnasi pada tube T1. C_p mencapai nilai maksimum pada titik stagnasi karena kondisi pada titik stagnasi adalah kecepatan minimum (nol) dan tekanannya maksimum. Pergeseran titik stagnasi ditunjukkan oleh vektor kecepatan (gambar 4.13) dimana aliran dengan arah tegak lurus dengan tube dengan kecepatan 0 m/s tidak tepat berada pada sudut 0° , tetapi berada pada sudut 45° . Namun untuk distribusi C_p modifikasi splitter plate terdapat sedikit perbedaan dengan literatur terdahulu oleh Qiu *et al*. Hal ini disebabkan terdapat perbedaan letak splitter plate sehingga kondisi aliran berbeda.



Gambar 4.17 Distribusi *local pressure coefficient* pada jurnal literatur (Qiu *et al*)

Terjadi penurunan nilai C_p maksimum untuk kondisi susunan tube setelah modifikasi *splitter plate* (gambar 4.18). Nilai C_p maksimum untuk kondisi aktual

atau sebelum modifikasi adalah ± 1 , sedangkan C_p maksimum untuk modifikasi *splitter plate* adalah $\pm 0,5$ seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.18 Coefisient of Pressure (C_p) tube T1 domain 1 – domain 2 – domain 3

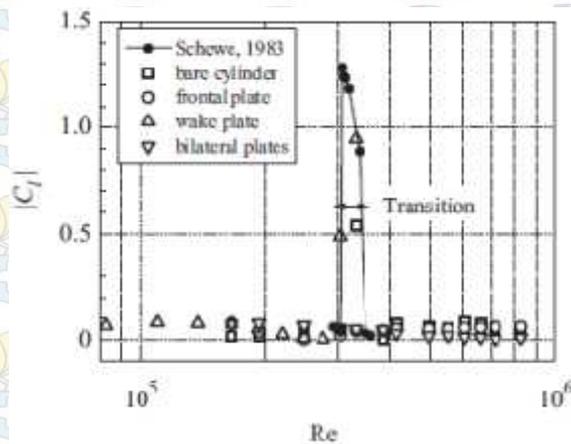
Penurunan ini diakibatkan oleh turunnya nilai kecepatan fluida bebas (v) sekitar tube T1 dimana kecepatan fluida bebas pada kondisi aktual adalah 37 m/s sedangkan kecepatan fluida bebas untuk modifikasi *splitter plate* 0.5D adalah 27 m/s dan *splitter plate* 1D adalah 29 m/s. Dengan nilai $P_{freestream}$ yang tetap maka penurunan nilai kecepatan fluida bebas berpengaruh pada penurunan nilai tekanan statis yang berbanding lurus dengan nilai koefisien tekanan lokal (C_p) sesuai dengan persamaan <1> dibawah ini:

dan dengan persamaan <1> di atas ini:

$$C_p = \frac{P_{statis\ lokal} - P_{freestream}}{\frac{1}{2}\rho v^2} \dots \dots \dots < 1 >$$

Distribusi C_p untuk domain 1 pada gambar 4.3 menunjukkan pola yang hampir simetri antara permukaan samping kanan dan kiri tube. Sedangkan untuk domain 2 dan 3 menunjukkan pola yang tidak simetri (*asymmetry*) pada nilai distribusi C_p pada permukaan tube akibat adanya penambahan *splitter plate*. Nilai C_p minimum permukaan sisi kanan tube T1 menunjukkan nilai C_p yang lebih besar yaitu -4,14 dibandingkan dengan nilai C_p permukaan sisi kiri tube T1 yaitu -3,7. Hal ini disebabkan karena adanya penurunan kecepatan aliran fluida yang

lebih besar di sisi permukaan kanan ke bawah tube T1 yang berdekatan dengan tube T4 yang mana hal ini tidak terjadi pada sisi sebaliknya yaitu sisi permukaan kiri ke bawah tube T1. Dengan nilai kecepatan yang lebih rendah maka memberikan nilai C_p yang lebih tinggi. Gambar *asymmetry* juga menunjukkan bahwa pada tube T1 tidak hanya terjadi gaya drag saja namun juga terjadi gaya lift yang besarnya tidak sama pada kedua sisi tube tersebut. Sehingga selisih gaya lift (F_L) di antar sisi permukaan tube tidak nol seperti pada gambar 4.19 [25]



Gambar 4.19 Koefisien lift rata-rata vs bilangan reynold

Pada gambar 4.18 juga menunjukkan nilai C_p minimum yang bernilai negatif. Sedangkan nilai C_p maksimum menunjukkan sekitar angka 1. Hal ini sesuai dengan beberapa penelitian terdahulu [25,3,33]. Koefisien tekanan rata-rata di separuh bagian belakang tube lebih kecil daripada di separuh bagian depan tube akibat dari separasi lapisan batas [5].

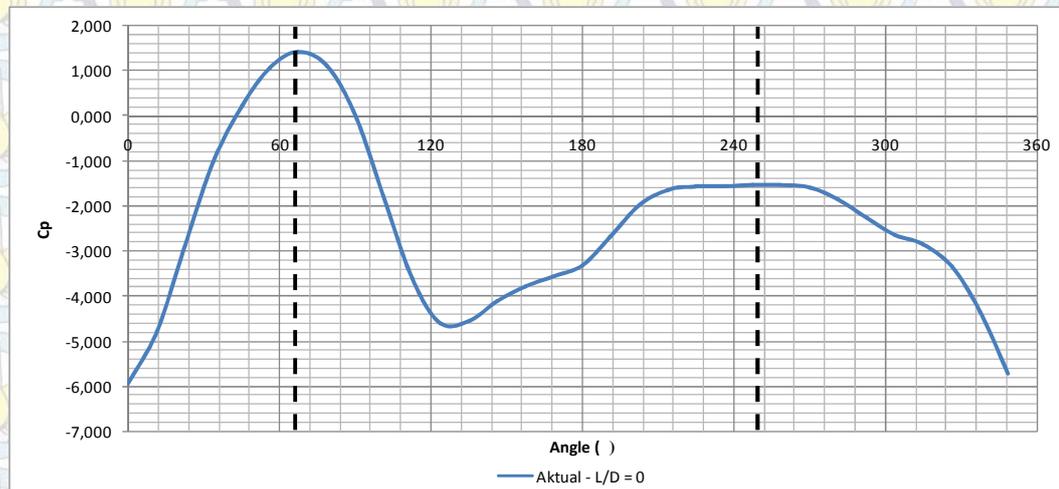
Nilai koefisien drag dipengaruhi oleh distribusi koefisien tekanan yang besarnya sangat tergantung geometri atau bentuk benda dan distribusi tegangan geser dinding benda. Secara rumus hubungan koefisien drag dan koefisien tekanan seperti pada persamaan <2> dibawah ini [5]:

$$C_D = \frac{\int C_p \cos \theta \, dA}{A} \quad \dots \dots \dots < 2 >$$

Berdasarkan persamaan <1> maka nilai C_D berbanding lurus dengan nilai C_p dengan luasannya. Pada gambar 4.3 terlihat nilai C_p gambar T1 setelah dilakukan modifikasi *splitter plate* lebih kecil bila dibandingkan sebelum dilakukan modifikasi (aktual). Berdasarkan persamaan <2> maka hal tersebut sesuai dengan nilai C_D pada T1 setelah modifikasi *splitter plate* yang memang lebih rendah bila

dibandingkan dengan nilai C_D sebelum dilakukan modifikasi *splitter plate* seperti pada tabel 4.7.

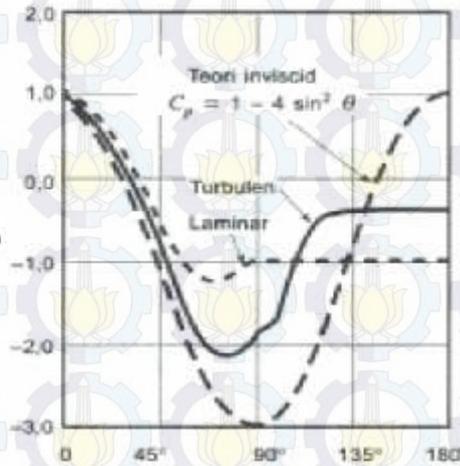
Koefisien Tekanan Lokal Tube T4



Gambar 4.20 Distribusi *Local Coefficient of Pressure* (C_p) tube T4 domain 1

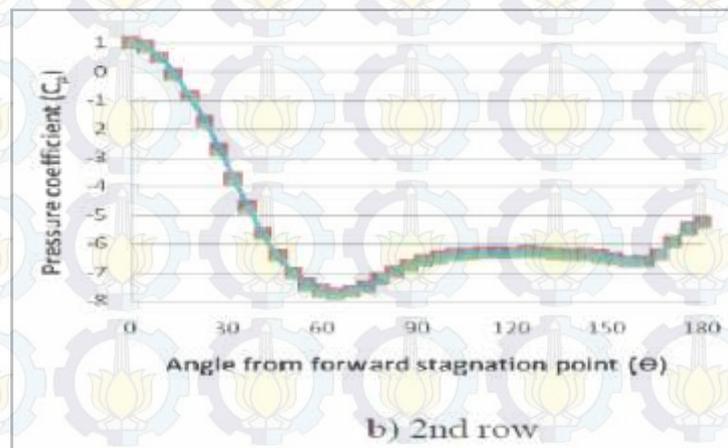
Nilai C_p pada tube T4 setelah titik stagnasi mengalami penurunan secara signifikan hingga mencapai titik C_p minimum pada sudut $123,75^\circ$ dengan $C_p = -4,58$ untuk permukaan sisi kanan tube T4 dan pada sudut 0° dengan $C_p = -5,95$ untuk permukaan sisi kiri tube T4. Penurunan tekanan ini karena kecepatan aliran meningkat setelah titik stagnasi. Kemudian tekanan meningkat sampai sudut 247° dengan nilai $C_p = -1,54$ untuk permukaan sisi kanan tube T4 dan sudut 270° dengan nilai $C_p = -1,57$ untuk permukaan sisi kiri tube T4, dikarenakan kecepatan aliran yang menurun hingga akhirnya terjadi titik separasi. Titik separasi terjadi pada posisi sudut 247° dengan nilai $C_p = -1,54$ dan sudut 270° dengan nilai $C_p = -1,57$. Kemudian nilai C_p konstan di daerah wake dimana titik separasi merupakan kondisi gradien kecepatan nol. Daerah wake terjadi pada posisi sudut 247° hingga 270° . Daerah wake tube T4 lebih kecil jika dibandingkan dengan tube T1 pada susunan tube aktual. Hal ini disebabkan adanya *reattachment vortex* pada tube T4 dari tube T1. Sehingga titik separasi tube T4 lebih tertunda dibandingkan tube T1 kondisi aktual.

Trend gambar 4.20 distribusi *local pressure coefficient* hasil simulasi hampir sama dengan trend gambar 4.21 literatur oleh Munson [5].



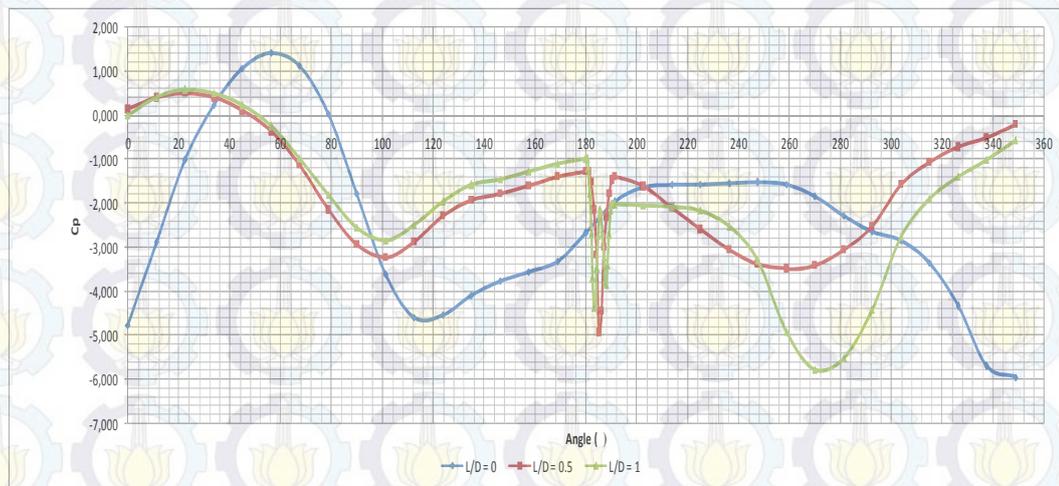
Gambar 4.21 Distribusi *Local Coefisient of Pressure* (C_p) Pada Silinder untuk Aliran *Inviscid*, Laminar dan Turbulen [5]

Trend gambar 4.20 distribusi *local pressure coefficient* pada domain 1 menunjukkan hasil numerik yang hampir sama dengan trend gambar 4.22 literatur oleh Suzairin, *et al* [c].



Gambar 4.22 Distribusi *Local Coefisient of Pressure* (C_p) Tube dengan *Splitter Plate* pada Baris Kedua [29]

Distribusi C_p tube T4 pada domain 2 dan domain 3 pada gambar 4.23 menunjukkan titik stagnasi terjadi sudut $22,5^\circ$. Sehingga titik stagnasi tube T4 lebih mendekati titik 0° dibandingkan tube T1 dikarenakan pola aliran fluida yang menumbuk hampir lurus dari atas pada T4. Dari gambar terlihat tidak terjadi titik separasi. Hal ini sesuai dengan vektor kecepatan yang menggambarkan pola aliran fluida di sekitar tube T4. Kondisi tube yang sangat *compact* di tambah dengan adanya *splitter plate* membuat tidak ada daerah *wake* pada tube T4.



Gambar 4.23 Distribusi *Local Coefisient of Pressure* (C_p) tube T4 domain 2 dan 3

4.1.2.4. Koefisien Drag Total

Tabel diatas menunjukkan bahwa perubahan nilai koefisien drag total untuk susunan tube dengan modifikasi *splitter plate* sangat dipengaruhi oleh nilai koefisien drag tekanan (*pressure drag*). Variabel *splitter plate* $L/D = 0,5$ menaikkan nilai koefisien drag total sebesar 10,7% yaitu dari 4,65 menjadi 5,15. Sedangkan *splitter plate* $L/D = 1$ menaikkan nilai koefisien drag total yang lebih kecil sebesar 9,5% yaitu dari 4,65 menjadi 5,09. *Splitter plate* juga meningkatkan nilai koefisien drag gesekan (*friction drag*). Sehingga secara *overall* modifikasi *splitter plate* pada domain komputasi di penelitian ini kurang tepat dalam hal menurunkan gaya drag (F_D) yang direpresentasikan dengan nilai koefisien drag total seperti pada tabel diatas. Hal ini disebabkan posisi pemasangan *splitter plate* yang kurang tepat (tidak pada daerah *wake*) serta adanya kondisi susunan tube yang sangat sempit (*compact*) sehingga keberadaan *splitter plate* tidak berfungsi optimal untuk sistem secara keseluruhan.

Penelitian secara eksperimental oleh Roshko menyebutkan terjadi perubahan pola aliran pada silinder sirkular dengan menempatkan *splitter plate* pada *downstream*. *Splitter plate* meredam adanya *vortex shedding* dan mengurangi *pressure drag* secara signifikan. Adanya *splitter plate* didaerah *downstream* dapat menurunkan *pressure drag* dari silinder tersebut hingga 63% dari silinder polos. Apelt *et al*, menyatakan penambahan *splitter plate* dapat mengurangi *drag*, meningkatkan tekanan (*base pressure*), mempersempit daerah

wake pada silinder serta merubah bilangan strouhal yang berhubungan dengan *vortex shedding*. *Splitter plate* secara progresif dapat berfungsi menstabilkan titik separasi pada silinder serta mengurangi lebar daerah *wake* dengan semakin meningkatnya panjang *splitter plate* tersebut.

Pemasangan *splitter plate* seharusnya mengikuti aliran fluida yaitu dengan menempatkannya tepat didaerah *wake*. Adanya letak *splitter plate* yang tidak tepat ini membuat kondisi aliran fluida menjadi terhambat. Sehingga tidak dapat meredam *vortex shedding* dan menambah nilai *pressure drag*.

Pemasangan *splitter plate* juga kurang tepat untuk kondisi susunan tube yang sangat sempit (*compact*). Jayavel *et al*, menyatakan untuk kondisi aliran pada susunan tube yang sempit serta aliran yang sudah dalam kondisi *steady*, adanya *splitter plate* akan membuat koefisien drag secara keseluruhan meningkat. Kondisi susunan tube yang sempit membuat terbentuknya susunan tube menyerupai bentuk *in line*. Hal ini disebabkan panjang *splitter plate* sangat dekat dengan tube dibelakangnya (seperti pada gambar tube tengah 1 dengan tube tengah 8). Hal ini menyebabkan naiknya *friction drag* secara signifikan pada tube seperti pada sub bab 4.2.3.2.

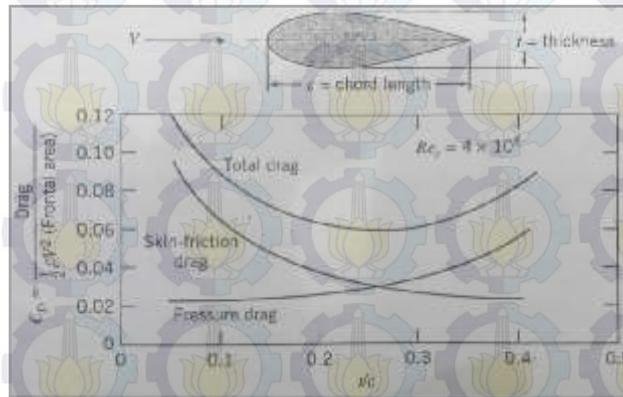
Tabel 4.9 Koefisien Drag Total Pada Susunan Tube Sebelum dan Sesudah Modifikasi *Splitter plate*

Susunan Tube	<i>Pressure drag</i>	<i>Friction drag</i>	<i>Total Drag</i>
Aktual	4,65	0,26	4,91
<i>Splitter plate</i> L/D = 0.5	5,15	0,27	5,41
<i>Splitter plate</i> L/D = 1	5,09	0,27	5,36

4.1.2.5. Pengaruh Panjang *Splitter plate* Pada Aliran Fluida

Berdasarkan tabel 4.7 dan 4.9, hasil simulasi menunjukkan *splitter plate* dengan L/D = 1 memberikan nilai *pressure drag* yang lebih kecil namun memberikan *friction drag* yang lebih besar dari *splitter plate* dengan L/D = 0,5. Semakin panjang *splitter plate* maka akan menurunkan nilai *pressure drag* namun mengakibatkan peningkatan nilai *friction drag*. Oleh karenanya perlu ditentukan panjang *splitter plate* yang memberikan nilai optimum antara nilai *pressure drag* maupun *friction drag* seperti pada gambar 4.24. Secara *overall* nilai koefisien drag total pada susunan tube dengan modifikasi *splitter plate* dengan L/D = 1

menunjukkan angka yang lebih kecil dibandingkan $L/D = 0,5$. Hal ini sesuai dengan penelitian terdahulu bahwa panjang *splitter plate* $L/D = 1$ memberikan kondisi yang lebih optimum dalam hal menurunkan koefisien drag jika dibandingkan dengan *splitter plate* $L/D = 0,5$ [33].



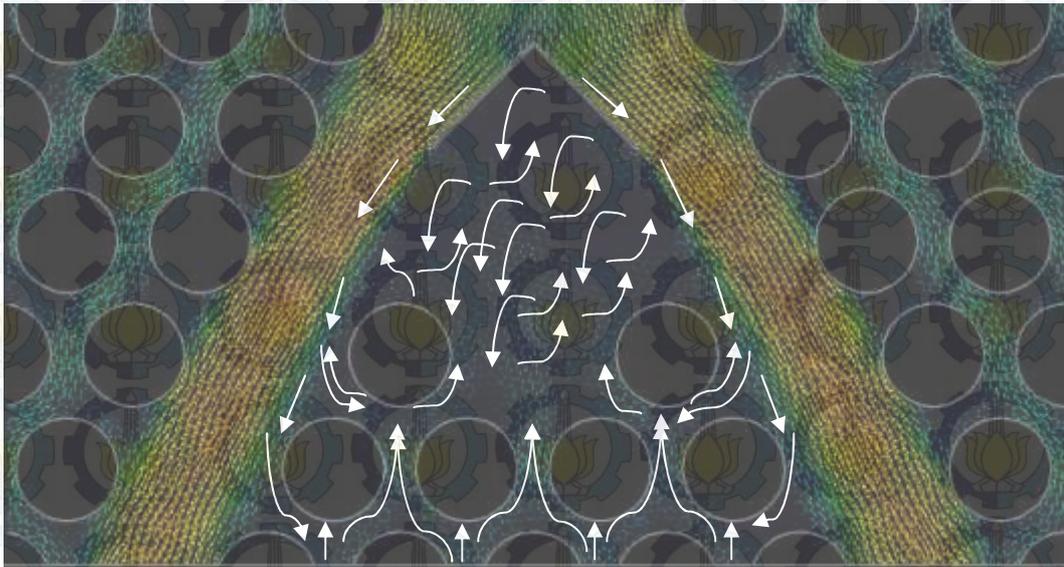
Gambar 4.24 Koefisien drag untuk *streamline body* [12]

4.1.3. Pengaruh Penambahan *Guide Plate* Pada Karakteristik Aliran Fluida

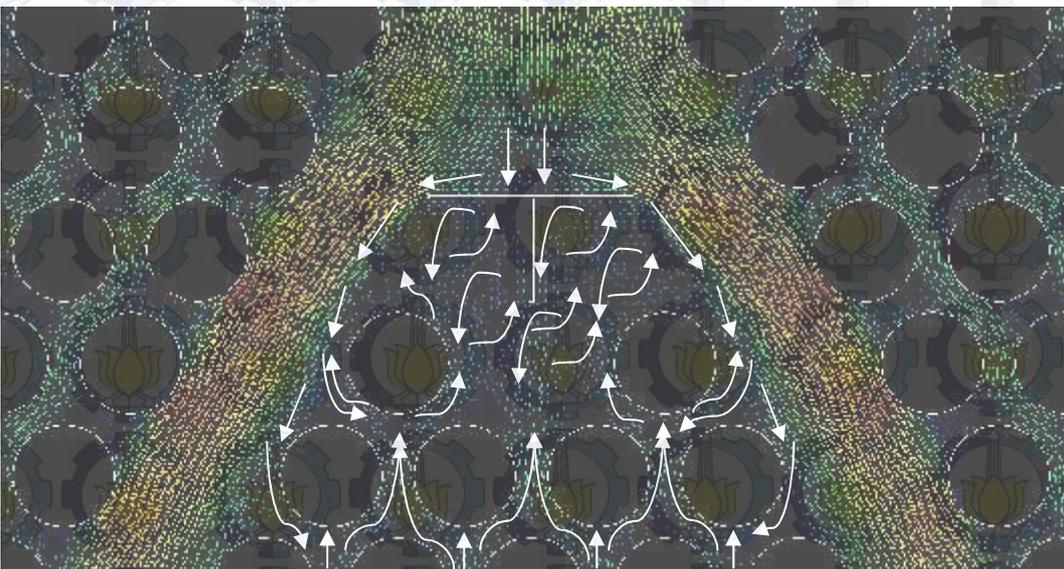
Studi numerik ini meneliti karakteristik aliran fluida dengan memvariasikan bentuk *guide plate* yaitu bentuk dan T. Pola aliran pada tube segitiga kritis dibawah *guide plate* menunjukkan bentuk yang hampir sama. Sehingga tube yang akan dianalisa pada modifikasi *guide plate* yaitu tube kritis T1. Tube T1 merupakan perwakilan dari beberapa tube segitiga kritis yang diharapkan dapat terhindar dari kerusakan tube dengan adanya modifikasi penelitian ini.

4.1.3.1. Vektor Kecepatan (*Velocity Vector*)

Vektor kecepatan pada susunan tube setelah modifikasi *guide plate* ditunjukkan pada gambar 4.25.a-b. *Guide plate* mengarahkan aliran fluida sehingga terbentuk pola aliran dengan intensitas turbulensi yang cukup tinggi pada saluran samping susunan tube segitiga kritis seperti pada gambar 4.25. *Guide plate* selain sebagai penyearah aliran (modifikasi pola aliran) juga berfungsi sebagai *turbulence promotor* atau *vortex generator*. Turbulensi terjadi karena adanya produksi *vortex* di aliran *downstream guide plate*.



Gambar 4.25.a vektor kecepatan modif *guide plate*



Gambar 4.25.b vektor kecepatan modif *guide plate T*

4.1.3.2. Koefisien Drag Lokal (*Local Drag Coefficient - C_D*)

Modifikasi berupa *guide plate* berkontribusi dalam hal penurunan nilai koefisien drag (C_D) yang signifikan pada tube T1. *Guide plate* bentuk menurunkan nilai C_D hingga 98,3% sedangkan bentuk T menurunkan nilai C_D hingga 96,3% pada tube T1. Adanya aliran uap yang besar pada saluran menuju titik kritis maka hal ini dapat di analogikan sebagai aliran *jet impingement*. Aliran *jet impingement* ini membuat adanya konsentrasi gaya drag yang tinggi sehingga menimbulkan banyaknya kerusakan pada tube sekitar titik kritis [34].

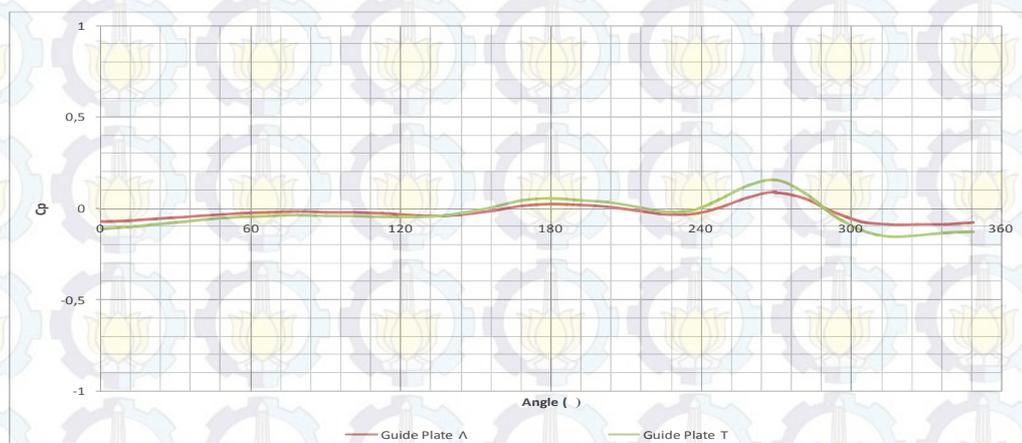
Tabel 4.10 Koefisien drag lokal pada tube T1 sebelum dan sesudah modifikasi *guide plate*

T1 pada Susunan Tube	<i>Pressure Drag</i>	<i>Friction drag</i>	<i>Total Drag</i>
Aktual	0,032	0,00094	0,033
<i>Guide plate</i>	0,00052	0,00004	0,00056
<i>Guide plate T</i>	0,0011	0,00007	0,0012

Dengan adanya *guide plate* diatas susunan tube kritis maka akan melindungi tube khususnya tube baris pertama dari gaya *impact* atau hantaman aliran yang cukup tinggi dari fluida. Sehingga beban akan dialihkan untuk diterima oleh *guide plate*. Sehingga dengan adanya beban tersebut maka kondisi tube akan aman dari kerusakan namun kerusakan akan mungkin terjadi pada *guide plate*. Hal ini yang mendasari pemilihan material *guide plate* adalah aluminium. Aluminium dianggap cukup murah jika memang diperlukan adanya penggantian *guide plate* apabila terdapat perubahan medan aliran yang cukup mengganggu proses operasi pada susunan tube tersebut. Keberadaan *guide plate* dapat mengarahkan atau memodifikasi medan aliran sehingga dapat mengalir menuju aliran samping tube segitiga kritis

4.1.3.3. Koefisien Tekanan Lokal (*Local Pressure Coefficient - Cp*)

Gambar 4.26 merupakan gambar koefisien tekanan lokal (C_p) tube T1 versus posisi sudut tube T1 pada susunan tube dengan modifikasi *guide plate*. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa pada domain modifikasi *guide plate* tidak tampak adanya titik stagnasi pada tube T1. Hal ini disebabkan momentum fluida yang mengalir terhalang oleh adanya plat pengganggu berupa *guide plate*.



Gambar 4.26 Coefisien of Pressure (C_p) tube T1 domain 4 – domain 5

Shear layer yang terpisah karena *guide plate* dapat kembali *attach (reattachment)* pada permukaan tube T1 serta terbentuk *quasi steady vortex* (tanda panah putih pada gambar 4.25) antara tube T1 dengan *guide plate*. Hal inilah yang menyebabkan juga terjadinya percepatan dan perlambatan pada tube T1 seperti pada gambar 4.10. Trend gambar *guide plate* bentuk dan bentuk T menunjukkan hasil yang hampir sama.

Berdasarkan vektor kecepatan seperti pada gambar 4.25 terlihat bahwa terjadi perubahan pola aliran dimana aliran fluida mengalir dari bawah keatas (tanda panah). Hal ini diakibatkan aliran yang menumbuk *guide plate* kemudian mengarah ke saluran samping susunan tube segitiga kritis akan masuk kembali kedalam susunan tube segitiga kritis dalam bentuk aliran balik mengarah dari bawah ke atas. Terdapat 2 (dua) puncak maksimum pada gambar 4.26. Puncak pertama merupakan titik stagnasi pada tube T1 pada posisi sudut 170° sedangkan puncak kedua pada posisi sudut 270° menggambarkan terjadinya *reattachment shear layer* sesuai dengan vektor kecepatan pada gambar 4.25.

4.1.3.4. Koefisien Drag Total

Tabel diatas menunjukkan bahwa perubahan nilai koefisien drag total untuk susunan tube dengan modifikasi *guide plate* sangat dipengaruhi oleh nilai koefisien drag tekanan (*pressure drag*). Variabel *guide plate* dapat menurunkan nilai koefisien drag total hingga 31% yaitu dari 4,65 menjadi 3,21. Sedangkan *guide plate* T dapat menurunkan nilai koefisien drag total yang lebih besar yaitu 35% yaitu dari 4,65 menjadi 3,03. *Guide plate* meningkatkan nilai koefisien drag gesekan (*friction drag*). Namun secara *overall* modifikasi *guide plate* sangat tepat dalam hal menurunkan gaya drag (F_D) yang direpresentasikan dengan nilai koefisien drag total seperti pada tabel diatas.

Tabel 4.12 Koefisien Drag Total Pada Susunan Tube Sebelum dan Sesudah Modifikasi *Guide plate*

Susunan Tube	<i>Pressure drag</i>	<i>Friction drag</i>	<i>Total Drag</i>
Aktual	4,65	0,26	4,91
<i>Guide plate</i>	3,21	0,27	3,48
<i>Guide plate</i> T	3,03	0,27	3,29

4.1.3.5. Pengaruh Bentuk *Guide plate* Pada Aliran Fluida

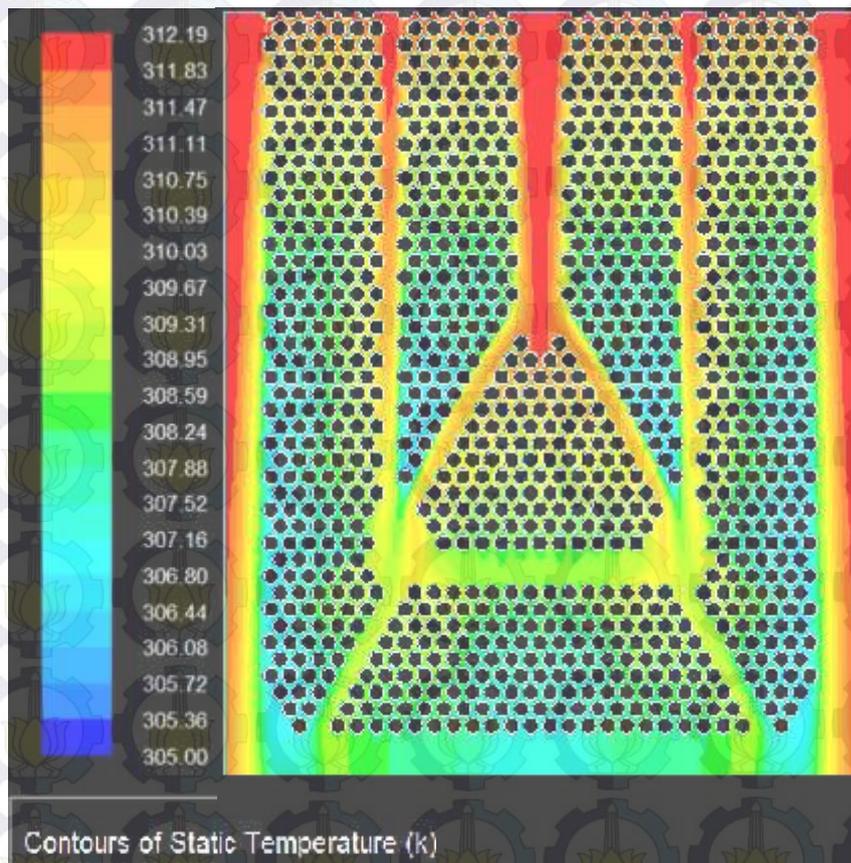
Perbedaan bentuk *guide plate* yang diberikan pada suatu susunan tube sangat mempengaruhi bentuk pola aliran fluida yang melaluinya. *Guide plate* bentuk  mengarahkan aliran fluida secara langsung seluruhnya menuju saluran disamping susunan segitiga kritis. Sedangkan *guide plate* T mengarahkan aliran fluida untuk sebagian melewati tube samping kanan dan kiri *guide plate* yaitu tube S1 hingga S5, lalu sebagian lagi menuju saluran disamping susunan segitiga kritis. Dikarenakan bentuk geometri *guide plate*  yang lebih *smooth* maka gaya drag yang diterima oleh *guide plate*  lebih kecil dibandingkan *guide plate* T. Nilai C_D *guide plate*  sebesar 76,8 sedangkan *guide plate* T memberikan C_D sebesar 129,2. Namun dikarenakan distribusi aliran yang cukup merata oleh *guide plate* T maka secara overall nilai koefisien drag total untuk modifikasi bentuk T lebih kecil dibandingkan dengan bentuk  seperti pada tabel 4.12.

4. 2. Karakteristik Perpindahan Panas

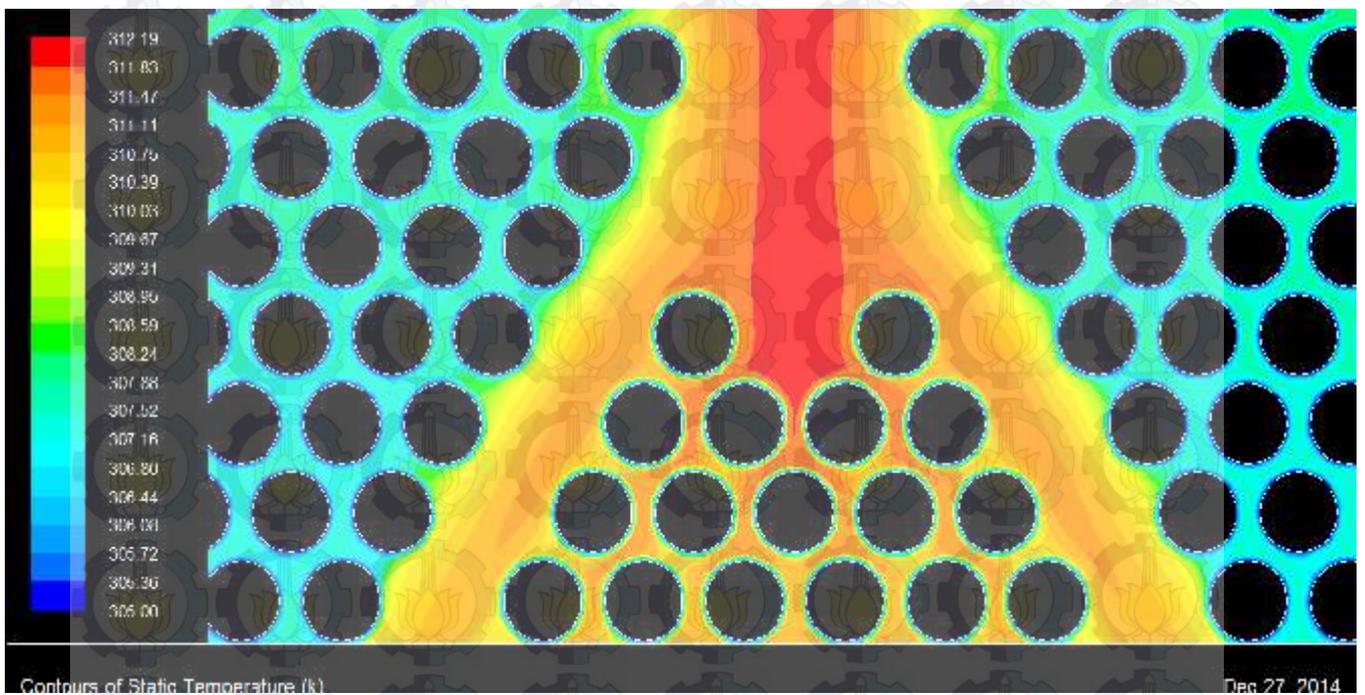
Analisa karakteristik perpindahan panas pada penelitian ini difokuskan pada fenomena perpindahan panas di daerah tube kritis dan sekitarnya sama halnya dengan analisa karakteristik pada aliran fluida pada poin 4.1. Analisa perpindahan panas meliputi kontur temperatur, distribusi *nusselt number*, intensitas turbulensi dan laju perpindahan panas total.

4.2.1. Kontur Temperatur

Kontur temperatur seperti pada gambar 4.27.a menunjukkan gradien temperatur yang cukup tinggi disekitar T4 dan T5, hal ini menunjukkan adanya perpindahan panas cukup besar. Dari gradien suhu pada dinding tube maka kita dapat menilai besarnya perpindahan panas secara general. Dimana gradien suhu merupakan akibat dari proses pertukaran kalor antara fluida dengan dinding tube. Gradien temperatur yang cukup besar juga terjadi di sekitar tube T1, T2 dan T9. Semakin kebawah gradien temperatur semakin kecil hal ini menunjukkan perpindahan panas yang semakin kecil. Temperatur tube hampir seragam pada daerah kritis yaitu 310 K.



Gambar 4.27.a Kontur temperatur domain 1

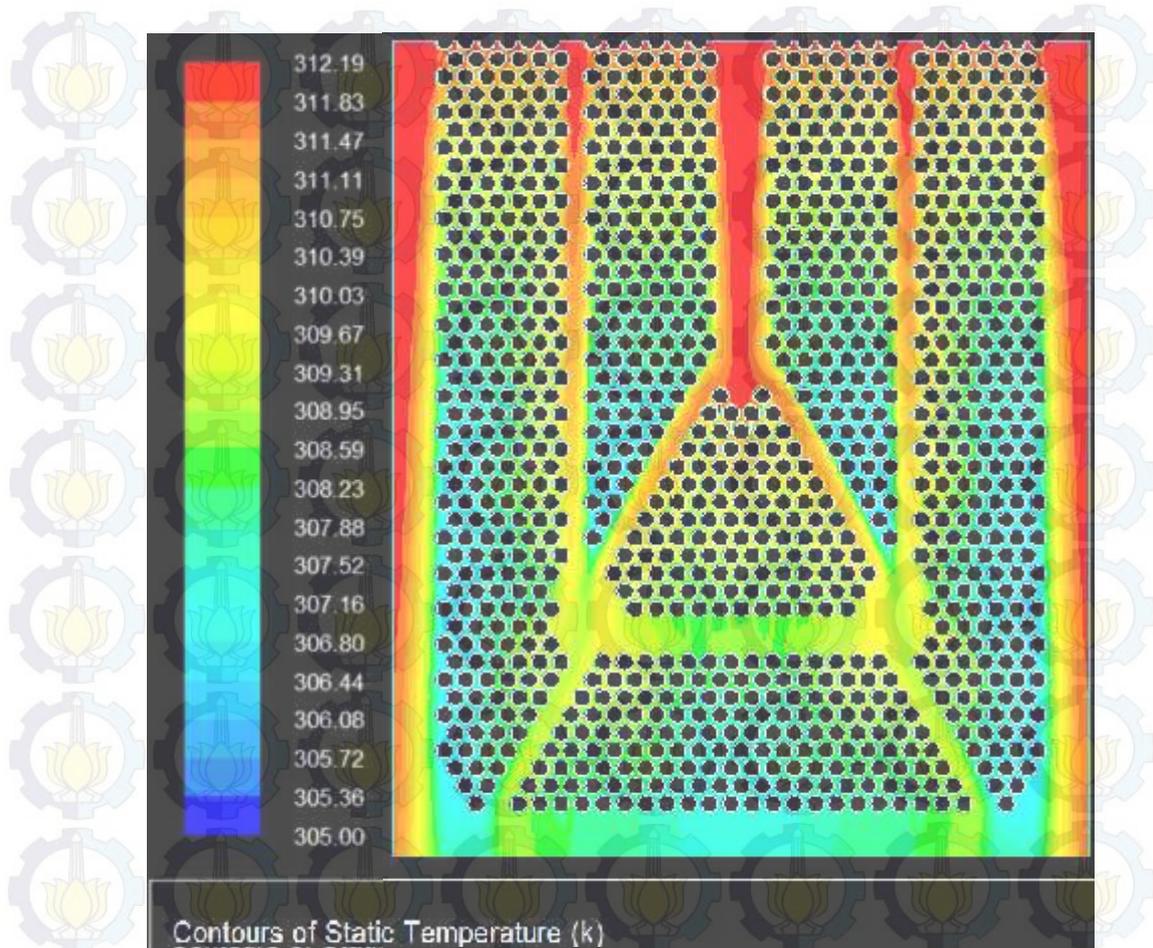


Gambar 4.27.b Kontur temperatur daerah kritis domain 1

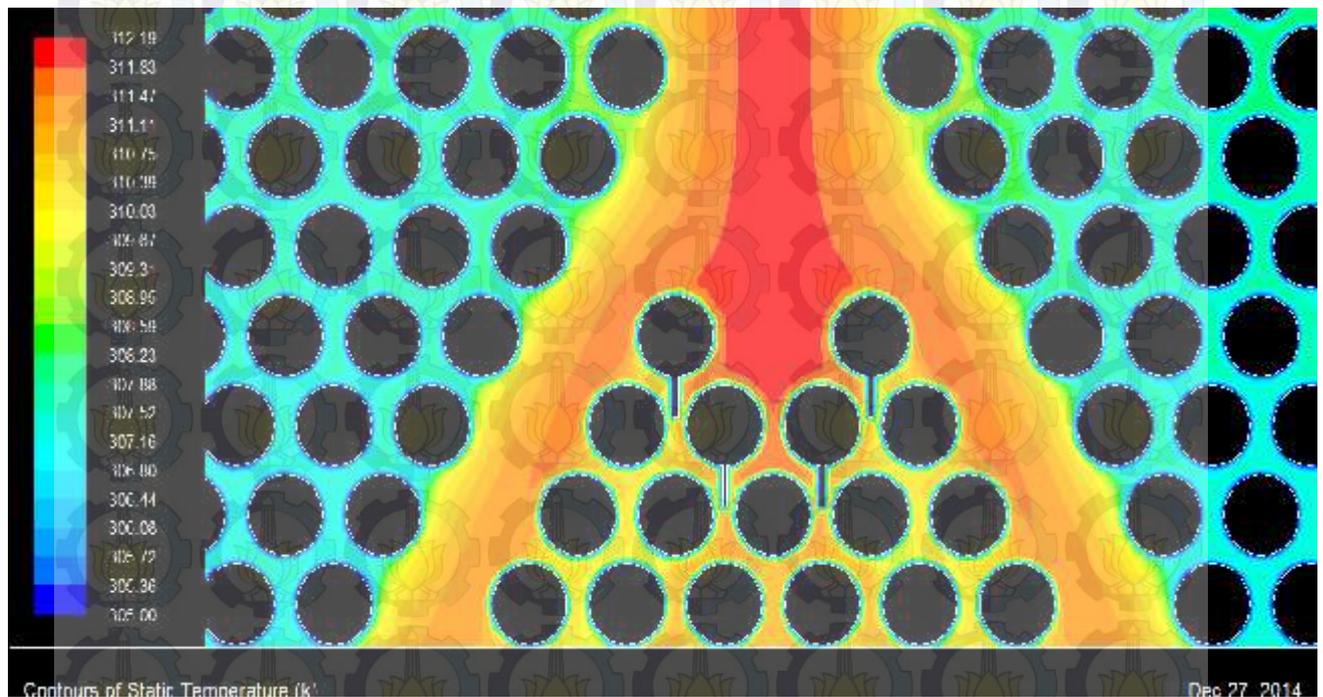
Adanya proses perpindahan panas yang cukup besar di T4 dan T5 sejalan dengan kontur kecepatan pada gambar 4.2.a dimana gradien kecepatan fluida bebas diantara T4 dan T5 merupakan gradien kecepatan paling tinggi pada susunan segitiga kritis kondisi aktual. Hasil kualitatif berupa kontur temperatur diatas menunjukkan hasil yang sesuai dengan hasil kuantitatif berupa nilai laju perpindahan panas, nilai *nusselt number* dan nilai intensitas turbulensi seperti pada tabel 4.13.

Tabel 4.13. Nilai *Surface Nusselt number*, Intensitas Turbulensi dan *Total Heat Transfer Rate* pada Domain 1 (Aktual)

Nama Tube	<i>Surface Nusselt Number</i> Aktual	Intensitas Turbulensi Aktual (%)	<i>Total heat Transfer Rate</i> Aktual (W)
T1	293.68	22.67	168.28
T2	296.75	22.81	170.05
T3	258.85	20.66	148.33
T4	340.05	25.91	194.87
T5	342.15	26.06	196.07
T6	256.64	20.54	147.07
T7	191.89	15.65	109.96
T8	238.39	19.41	136.61
T9	342.24	26.55	196.12
T10	244.41	19.71	140.06
T11	192.61	15.80	110.37

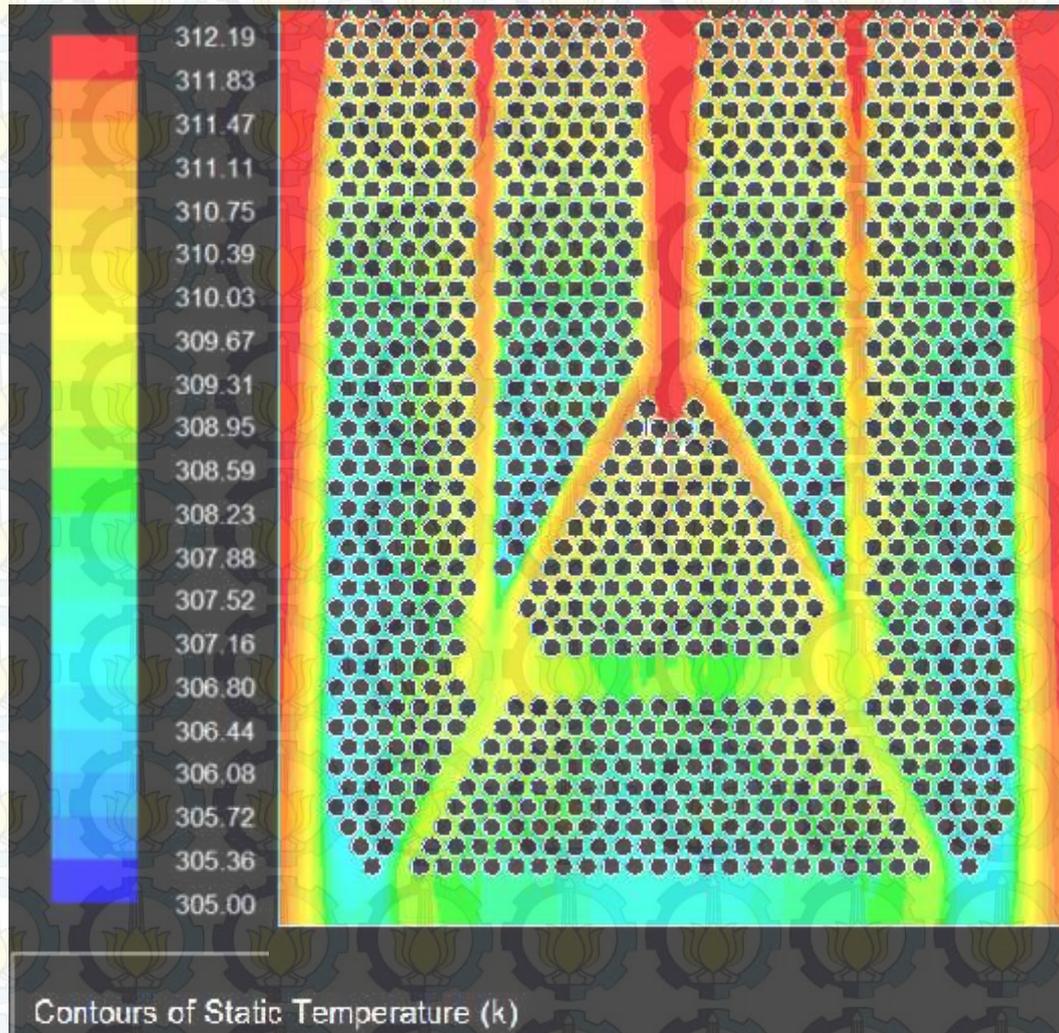


Gambar 4.28.a Kontur temperatur domain 2



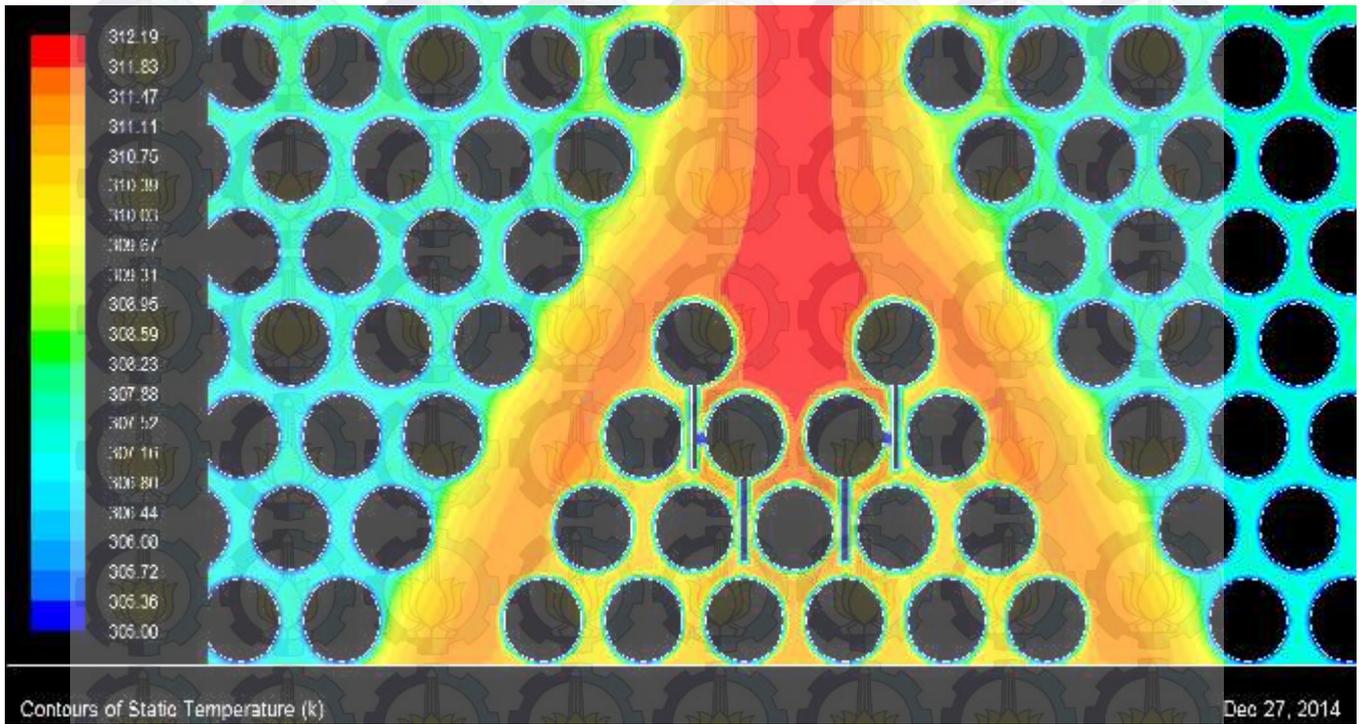
Gambar 4.28.b Kontur temperatur daerah kritis domain 2

Kontur temperatur pada gambar 4.28.b menunjukkan adanya gradien temperatur yang cukup tinggi disekitar tube T1, T2, T4 dan T5. Untuk tube yang lain pada daerah kritis menunjukkan kontur yang hampir sama dengan kondisi aktual. Keberadaan *splitter plate* memberikan perpindahan panas yang lebih baik, hal ini dikarenakan adanya area perpindahan panas tambahan berupa *splitter plate* berupa perpindahan panas konduksi.

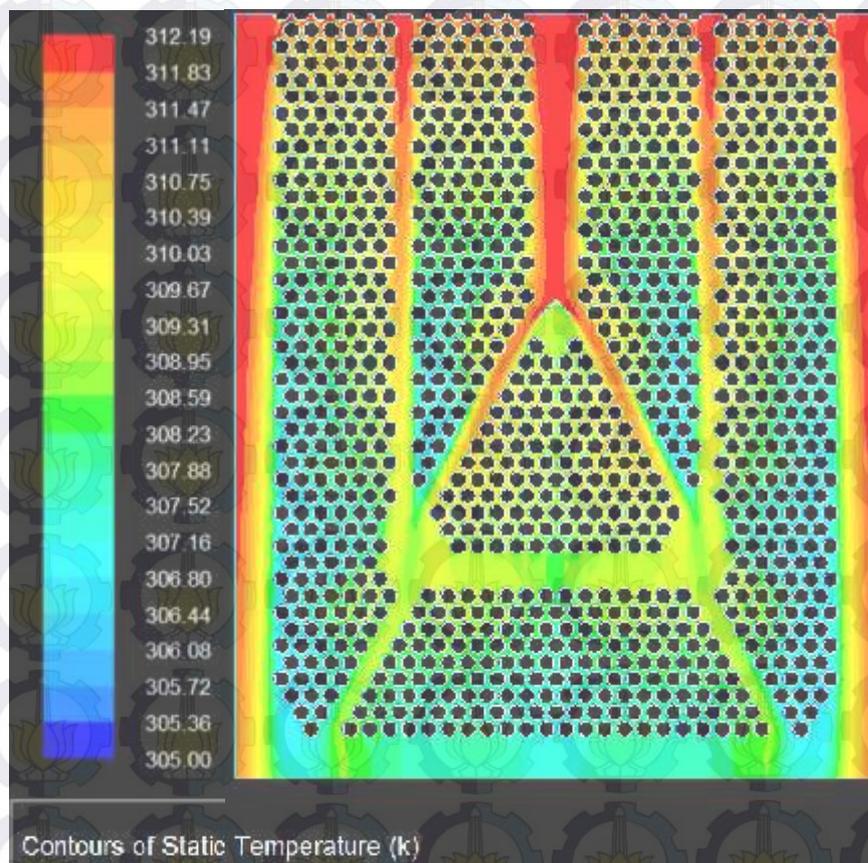


Gambar 4.29.a Kontur temperatur domain 3

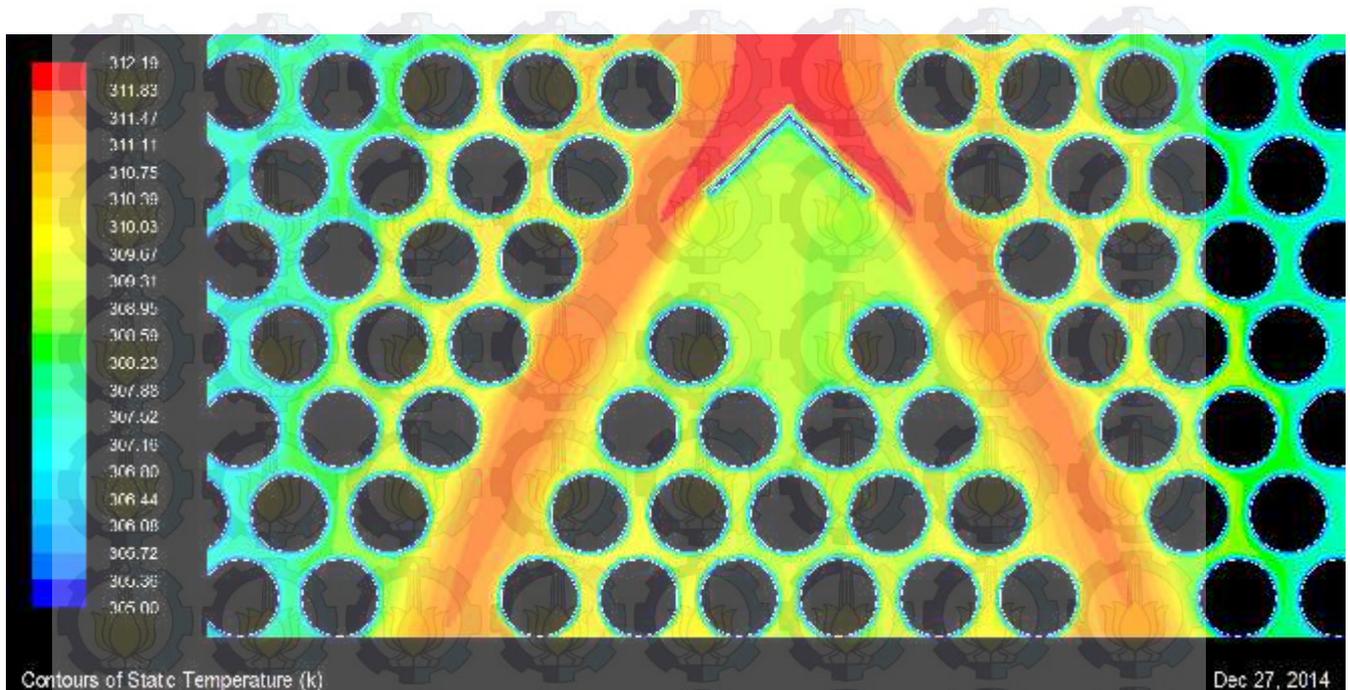
Kontur temperatur pada gambar 4.29 menunjukkan kontur yang hampir sama dengan 4.28 yaitu gradien temperatur yang cukup tinggi disekitar T1, T2, T4 dan T5. Temperatur tube yang lain pada daerah kritis hampir seragam yaitu 310 K.



Gambar 4.29.b Kontur temperatur daerah kritis domain 3



Gambar 4.30.a Kontur temperatur domain 4

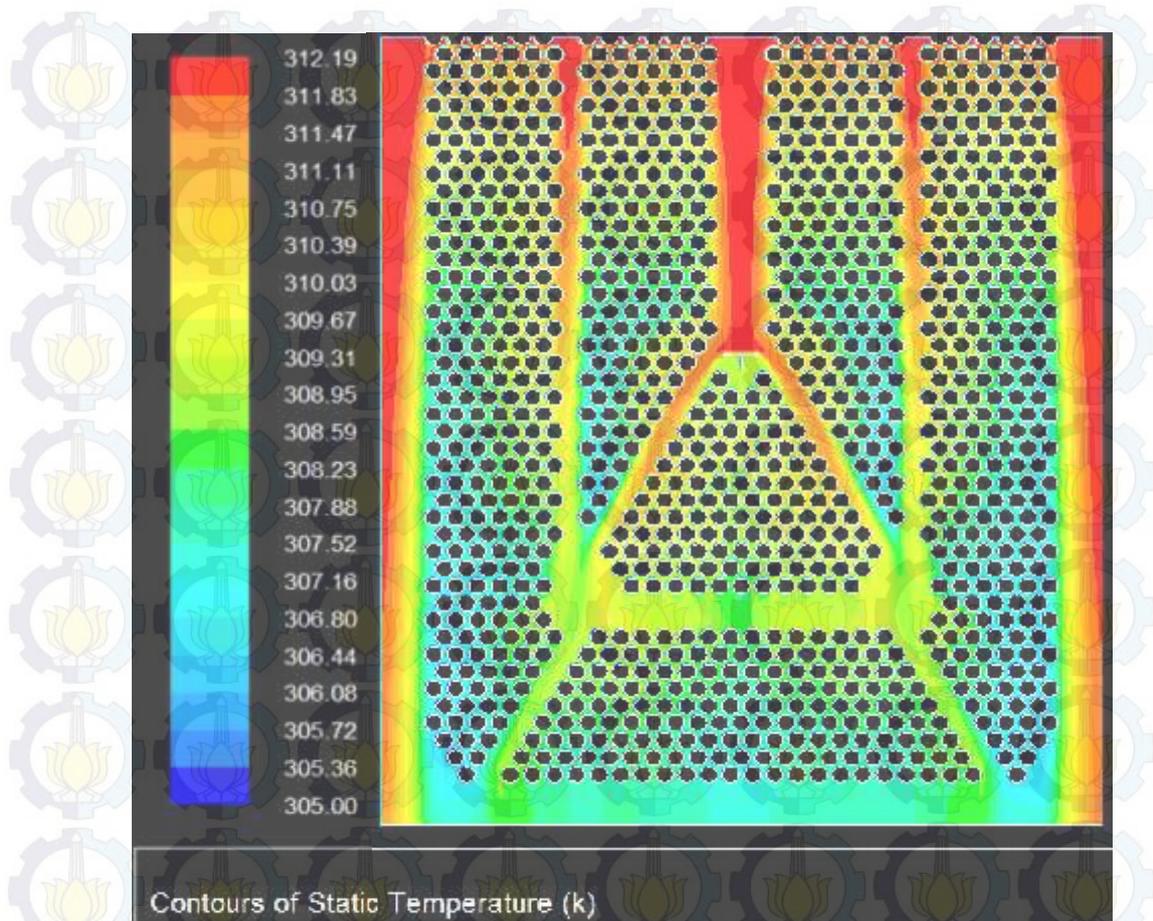


Gambar 4.31.b Kontur temperatur daerah kritis domain 4

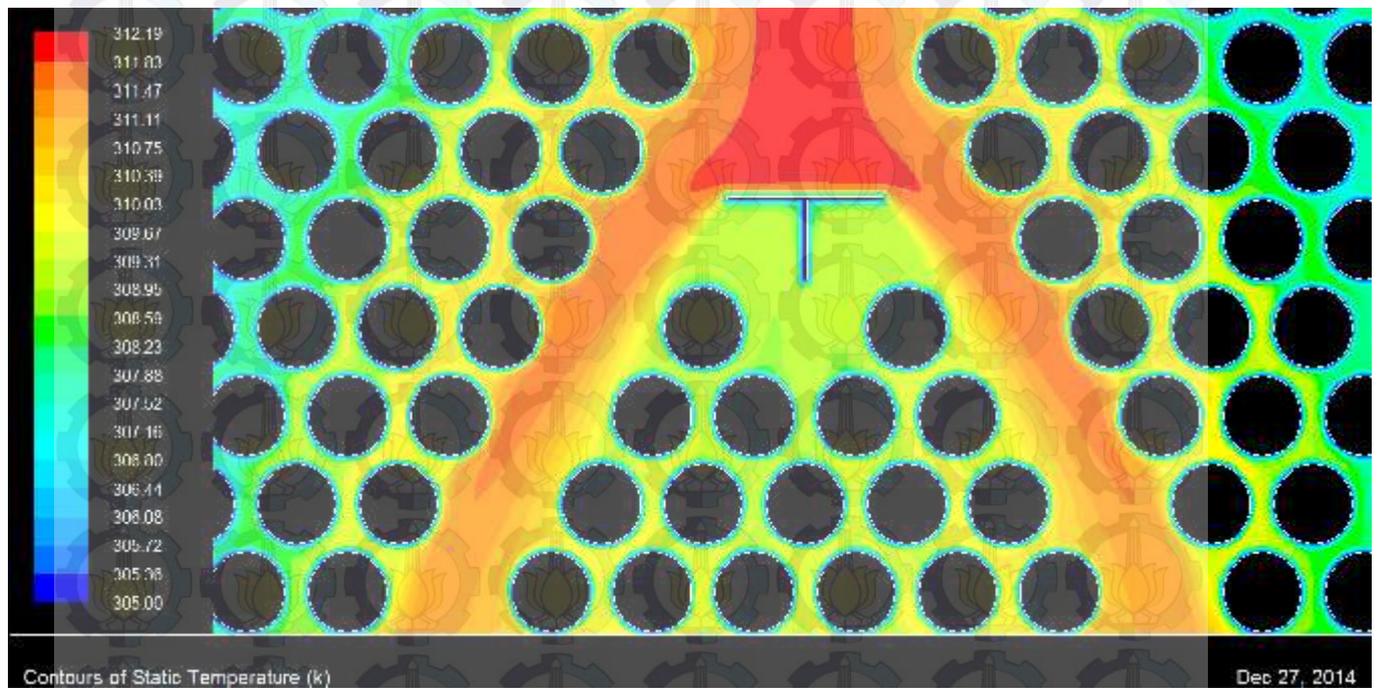
Kontur temperatur pada gambar 4.31 menunjukkan adanya gradien temperatur yang kecil dan distribusi temperatur yang seragam pada seluruh tube segitiga kritis. Adanya *guide plate* pada posisi upstream tube mengakibatkan penurunan temperatur hingga 2 derajat dimana temperatur rata-rata tube yaitu 308 K. Hal ini menunjukkan penurunan nilai perpindahan panas pada daerah dibawah *guide plate*.

Kontur temperatur pada gambar 4.32 menunjukkan kontur yang hampir sama dengan 4.31. Terdapat gradien temperatur yang kecil dan distribusi temperatur seragam pada seluruh tube pada segitiga kritis. Hal ini menunjukkan penurunan nilai perpindahan panas pada daerah dibawah *guide plate*. *Guide plate* bentuk T memberikan luasan daerah dengan gradien temperatur kecil yang lebih sempit jika dibandingkan dengan *guide plate* . Hal ini menyebabkan nilai total perpindahan panas untuk modifikasi *guide plate* T lebih bagus seperti pada tabel

4.4.



Gambar 4.32.a Kontur temperatur domain 5



Gambar 4.32.b Kontur temperatur daerah kritis domain 5

4.2.2. Pengaruh Penambahan *Splitter plate* Pada Perpindahan Panas

4.2.2.1. Laju perpindahan panas dan Distribusi Bilangan Nusselt

Tabel 4.14 Komparasi Bilangan Nusselt Pada Tube T1 dan T4

Susunan Tube	Surface <i>Nusselt number</i> (Nu) Tube 1	Surface <i>Nusselt number</i> (Nu) Tube 4
Aktual	293,68	340,05
<i>Splitter plate</i> L/D = 0,5	247,65	275,55
<i>Splitter plate</i> L/D = 1	236,85	262,02

Tabel 4.15 Komparasi Laju Perpindahan Panas Pada Tube T1 dan T4

Susunan Tube	Laju Perpindahan Panas (q) Tube 1	Laju Perpindahan Panas (q) Tube 4
Aktual	168,28	194,87
<i>Splitter plate</i> L/D = 0,5	187,05	208,01
<i>Splitter plate</i> L/D = 1	222,99	246,29

Tabel 4.13 diatas menunjukkan perbandingan nilai *nusselt number* dan laju perpindahan panas pada tube T1 dan T4 untuk kondisi sebelum dan sesudah modifikasi *splitter plate*.

Pada tabel 4.14 menunjukkan bahwa penambahan *splitter plate* membuat adanya penurunan nilai *surface nusselt number* pada tube T1 dan T4. Hal ini menyatakan adanya pengurangan perpindahan panas konveksi akibat peredaman interaksi antar vortex pada tube oleh *splitter*. Sehingga dengan berkurangnya interaksi antar vortex maka hal ini menurunkan nilai intensitas turbulensi seperti pada tabel 4.16. Semakin kecil nilai intensitas turbulensi maka nilai perpindahan panas konveksi juga akan berkurang. Namun dengan adanya *splitter plate* maka terdapat area perpindahan panas tambahan (*extended surface*). Maka terdapat perpindahan panas tambahan berupa perpindahan panas konduksi [8,33]. Sehingga hal ini meningkatkan nilai perpindahan secara keseluruhan seperti yang tertera pada tabel 4.15.

Modifikasi *splitter plate* L/D = 0,5 dapat meningkatkan laju perpindahan panas sebesar 11,1% pada tube T1 dan 32,5% pada tube T4. Modifikasi *splitter plate* L/D = 1 dapat meningkatkan laju perpindahan panas sebesar 6,7% pada tube T1 dan 26,4% pada tube T4.

Tabel 4.16 Intensitas Turbulensi pada tube T1 dan T4

Nama Tube	Intensitas Turbulensi		
	Aktual	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 0,5	Modifikasi <i>Splitter plate</i> L/D = 1
T1	22,67	18,73	17,98
T4	25,91	20,47	19,71

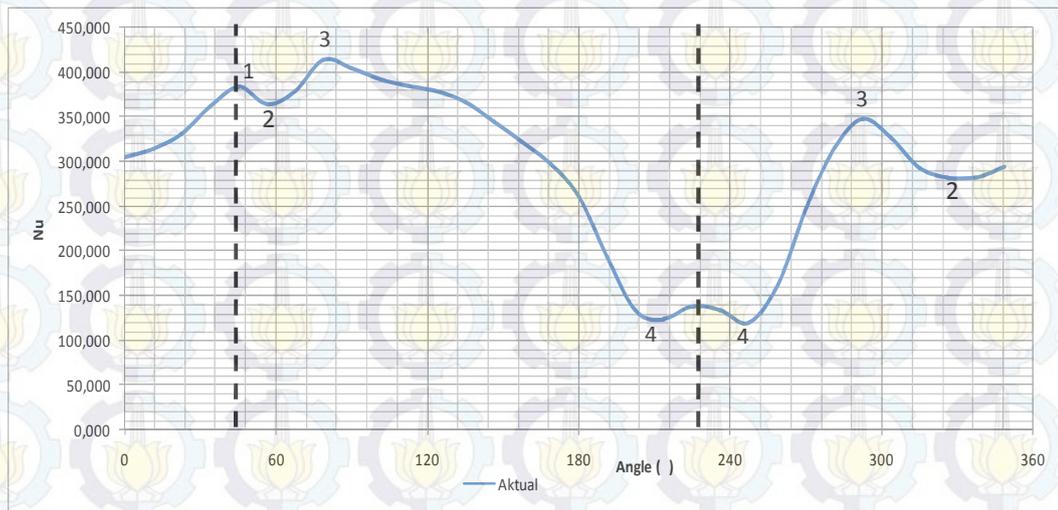
Dari gambar diatas menunjukkan nilai *nusselt number* yang rendah di bagian belakang yang merupakan akibat dari adanya pengurangan turbulensi cukup besar oleh *splitter plate*. Perpindahan panas pada ujung *splitter plate* menunjukkan angka cenderung meningkat. Hal ini disebabkan meningkatnya intensitas turbulensi pada ujung *splitter plate*. Dengan adanya *splitter plate* pada gambar garis hijau dan merah terlihat adanya penundaan titik separasi dibandingkan dengan tube polos. Tube polos mengalami titik separasi pada sudut 130° sedangkan untuk tube dengan penambahan *splitter plate* dengan L/D = 0,5 terjadi titik separasi lebih mundur yaitu pada sudut 250° . Untuk tube dengan *splitter plate* L/D = 1 mengalami titik separasi pada sudut 330° . Pada tube dengan menggunakan *splitter plate* nilai *nusselt number* masih terus naik pada bagian akhir atau pada sisi *downstream*. Hal ini menunjukkan adanya perpindahan panas tambahan berupa perpindahan panas konduksi dari *extended surface splitter plate* tersebut.

Distribusi Bilangan Nusselt Tube T1

Distribusi *nusselt number* dan intensitas turbulensi dapat dilihat untuk tiap posisi sudut yaitu dimana merupakan suatu fungsi dari lokasi disepanjang tube (gambar 4.12).

Gambar 4.33 menunjukkan distribusi nilai *nusselt number* (Nu) untuk kondisi aktual (sebelum modifikasi) pada seluruh permukaan tube T1. Permukaan sisi kanan dan kiri tube T1 (tanda panah putus-putus menunjukkan 180°) memberikan trend gambar yang serupa namun memiliki nilai yang sedikit berbeda. Hal ini disebabkan kondisi yang berbeda, dimana sisi permukaan kanan tube T1 memiliki ruang aliran yang sempit akibat adanya tube T4. Sedangkan permukaan sisi kiri memiliki saluran aliran yang lebih lebar sehingga *mass flowrate freestream* lebih besar. Trend gambar 4.33 distribusi *nusselt number*

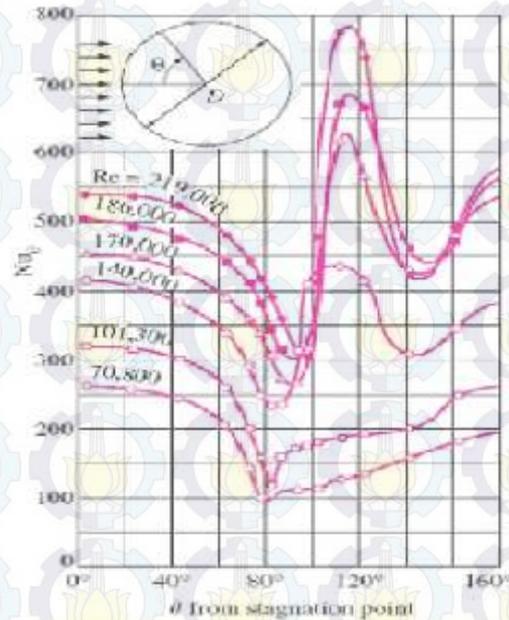
menunjukkan trend gambar yang hampir sama dengan literatur terdahulu yaitu gambar 4.35 [6, 29]. Terdapat 2 (dua) titik minimum *surface nusselt number* dimana titik minimum pertama merupakan transisi dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer*. Sedangkan titik minimum kedua merupakan titik separasi dari tube T1.



Gambar 4.33 Distribusi *nusselt number* tube T1 pada domain 1

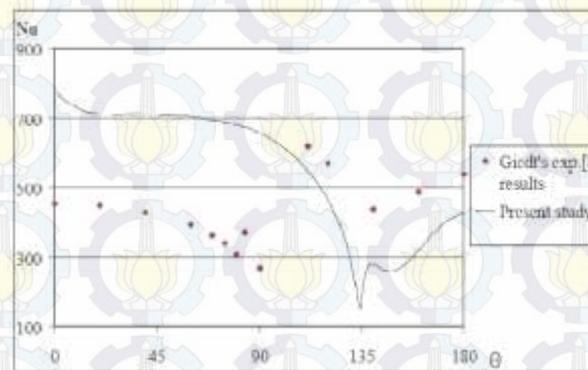
Akibat kondisi bilangan *reynolds* yang cukup tinggi yaitu 10^6 (*supercritical*) maka fluida mengalami perkembangan lapisan batas laminar yang sangat cepat sehingga terjadi penurunan nilai Nu (titik 1-2). Kemudian nilai Nu mulai mengalami peningkatan pada posisi sudut 45° untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut 315° untuk sisi kiri tube T1. Hal ini diakibatkan lapisan batas fluida mengalami fase transisi dari laminar menuju turbulen sehingga disinilah terjadi titik minimum pertama (Nu minimum pertama pada titik 2). Nilai Nu terus meningkat hingga mencapai nilai maksimum pada sudut $78,75^\circ$ (titik 3) untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut $292,5^\circ$ untuk sisi kiri tube T1. Berdasarkan literatur [17] pada gambar 4.34 bahwa kondisi Nu maksimum (titik 3) merupakan fase terbentuknya lapisan batas turbulen. Kemudian nilai Nu mengalami penurunan signifikan akibat berkembangnya lapisan batas turbulen hingga sudut $202,75^\circ$ untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut $247,5^\circ$ untuk sisi kiri tube T1 yang kemudian nilai Nu akan naik kembali disinilah terbentuk nilai minimum kedua (titik 4) yang merupakan titik separasi pada aliran turbulen. Peningkatan

nilai Nu setelah titik separasi disebabkan adanya vortek dibelakang tube dimana terjadi *mixing* di daerah *wake* [17].



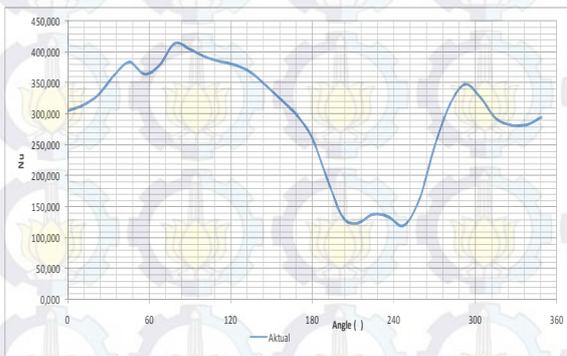
Gambar 4.34 Variasi *Local Nusselt Number* dari Aliran Fluida Melintasi Tube [17]

Gambar 4.33 menunjukkan trend gambar distribusi *surface nusselt number* hasil simulasi hampir sama dengan trend gambar literatur terdahulu oleh Raouf, *et al* (gambar 4.35). Terdapat 2 titik minimum dimana titik minimum pertama merupakan kondisi transisi dari aliran laminar menuju aliran turbulen, sedangkan titik minimum kedua merupakan kondisi titik separasi yang terjadi pada aliran turbulen. Nilai Nu menunjukkan angka yang lebih tinggi dari penelitian terdahulu hal ini dikarenakan nilai reynolds number yang digunakan dalam penelitian ini lebih tinggi daripada reynolds number dalam penelitian terdahulu.



Gambar 4.35 Distribusi *surface nusselt number* pada jurnal literatur (Raouf *et al*)

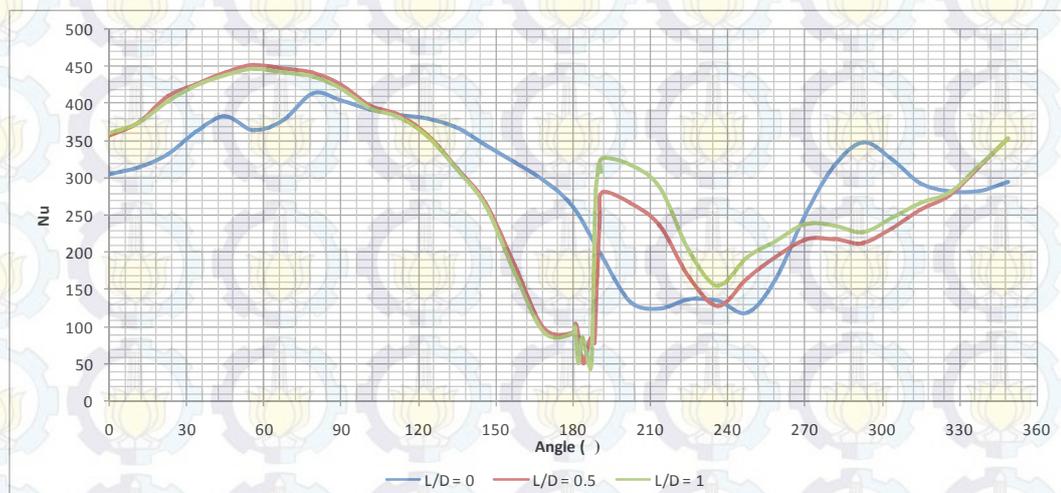
Pada titik stagnasi yaitu sudut 45° menunjukkan nilai Nu yang cukup besar hal ini disebabkan karena titik stagnasi merupakan titik pertama kali fluida kontak dengan tube dimana pada kondisi tersebut ketebalan lapisan batas belum terbentuk (sangat tipis) sehingga kontak aliran fluida panas dan dingin secara sempurna sehingga menghasilkan nilai gradien temperatur yang cukup besar (T) yang menunjukkan proses perpindahan panas yang sangat baik. Titik stagnasi pada distribusi Nu terjadi pada sudut $33,25^\circ$ sedikit berbeda dengan titik stagnasi pada distribusi C_p yang terjadi pada sudut 45° . Hal ini disebabkan karena nilai *heat transfer* sangat dipengaruhi oleh *viscous transfer* yang di representasikan dengan nilai intensitas turbulensi. Hal ini dapat dilihat dari gambar 4.36 dibawah ini dimana trend gambar Nu serupa dengan gambar intensitas turbulensi.



Gambar 4.36.a Distribusi *Nusselt Number* tube T1 pada domain 1



Gambar 4.36.b Distribusi Intensitas Turbulensi tube T1 pada domain 1

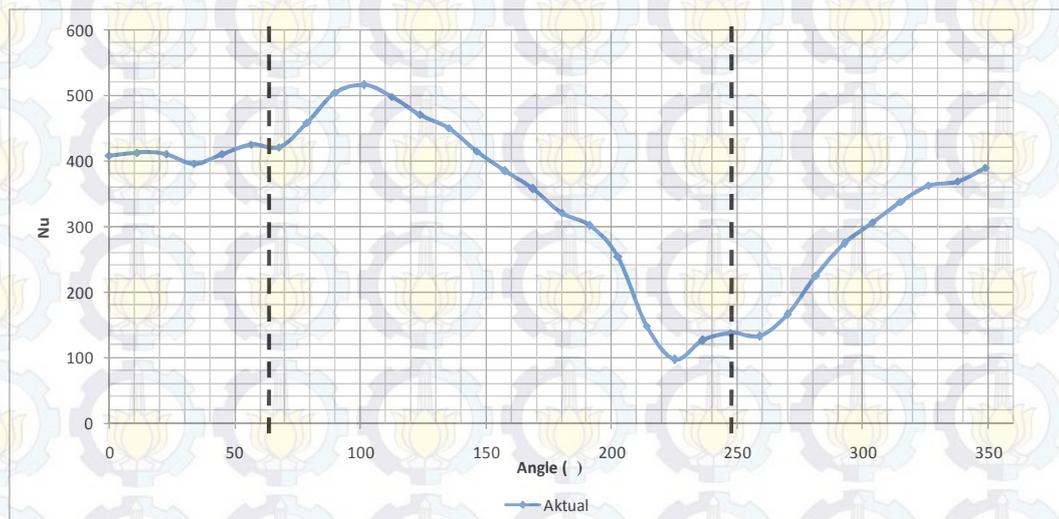


Gambar 4.37 Distribusi *nusselt number* tube T1 pada domain 1, domain 2 dan domain 3

Gambar 4.37 menunjukkan distribusi nilai *nusselt number* (Nu) untuk kondisi aktual (sebelum modifikasi) dan setelah dimodifikasi dengan penambahan *splitter plate* pada tube T1.

Distribusi *nusselt number* tube T1 pada gambar 4.37 menunjukkan nilai *nusselt number* untuk susunan tube dengan modifikasi *splitter plate* lebih kecil dibandingkan kondisi sebelum modifikasi. Hal ini disebabkan karena adanya pengurangan intensitas turbulensi didaerah T1 akibat adanya pemasangan *splitter plate* pada tube T1. *Splitter plate* meredam interaksi antar vortek pada tube T1. Penurunan nilai *nusselt number* dan intensitas turbulensi pada tube T1 di tunjukkan oleh tabel 4.13 dan 4.15. Terjadi perbedaan posisi sudut untuk nilai *nusselt number* tertinggi pada kondisi sebelum dan sesudah modifikasi.

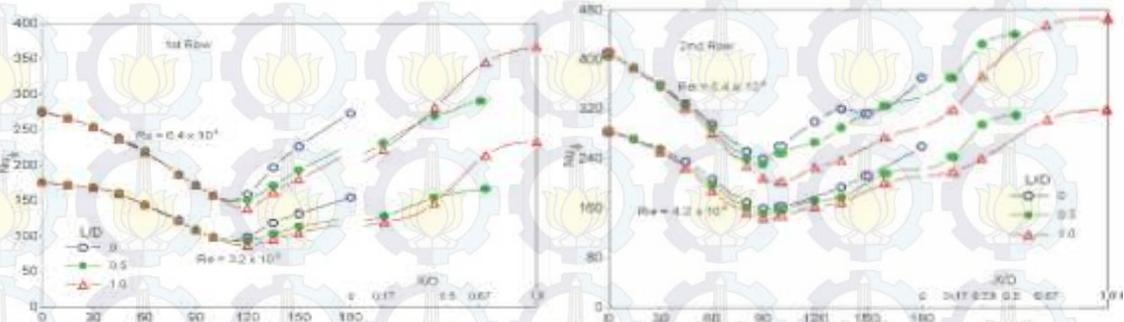
Distribusi Bilangan Nusselt Tube T4



Gambar 4.38 Distribusi *nusselt number* tube T4 pada domain 1

Nilai *nusselt number* (Nu) untuk kondisi aktual (domain 1) pada tube T4 (baris kedua) menunjukkan adanya peningkatan dibandingkan dengan kondisi aktual pada tube T1 (baris pertama). Sebagai contoh yaitu nilai Nu pada posisi 0° pada tube T1 (baris pertama) adalah 304,8 dan pada tube T4 (baris kedua) menunjukkan angka 407,9. Nilai rata-rata Nu untuk tube T1 adalah 293,7 sedangkan nilai rata-rata Nu untuk tube T4 adalah 367,2. Kenaikan nilai Nu ini disebabkan adanya peningkatan nilai intensitas turbulensi pada tube baris kedua

(T4) akibat turbulensi dari tube baris pertama (T1) [28]. Dari tabel 4.16 dapat dilihat bahwa nilai intensitas turbulensi T4 lebih tinggi dari T1.



Gambar 4.39.a Distribusi *Nusselt*

Gambar 4.39.b Distribusi *Nusselt Number*

Number Tube Baris Pertama, Suzairin et al. [51]

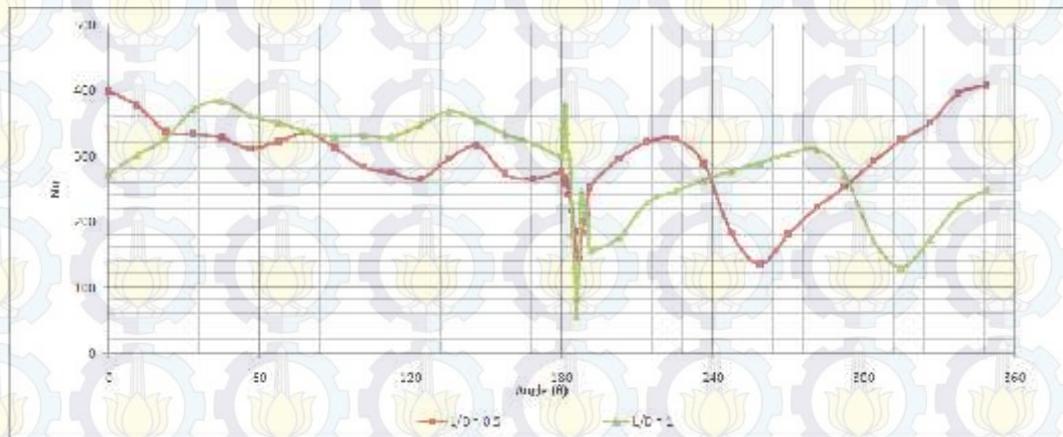
Tube Baris Kedua, Suzairin et al. [51]

Fenomena perpindahan panas pada tube T4 hampir sama dengan tube T1. Fluida mengalami penebalan lapisan batas laminar yang sangat cepat sehingga terjadi penurunan nilai Nu. Kemudian nilai Nu mulai mengalami peningkatan pada posisi sudut $67,5^\circ$ untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut $33,75^\circ$ untuk sisi kiri tube T1.

Hal ini diakibatkan lapisan batas fluida mengalami transisi dari laminar menuju turbulen sehingga disinilah terjadi titik minimum pertama (Nu minimum pertama). Nilai Nu terus meningkat hingga mencapai nilai maksimum pada sudut $101,25^\circ$ untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut $11,25^\circ$ untuk sisi kiri tube T1. Kemudian nilai Nu mengalami penurunan signifikan hingga sudut $247,5^\circ$ untuk sisi kanan tube T1 dan pada posisi sudut 270° untuk sisi kiri tube T1 yang kemudian nilai Nu akan naik kembali disinilah terbentuk nilai minimum kedua yang merupakan titik separasi pada aliran turbulen. Peningkatan nilai Nu setelah titik separasi disebabkan adanya vortek dibelakang tube dimana terjadi *mixing* di daerah *wake* [28].

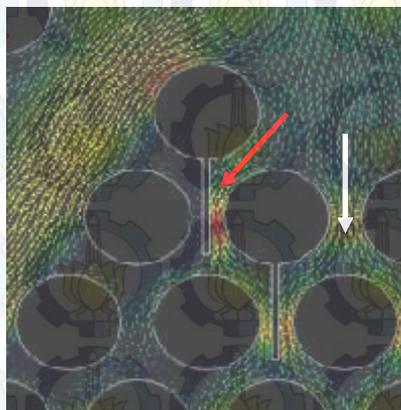
Nilai rata-rata Nu untuk susunan tube dengan modifikasi *splitter plate* (domain 2 dan 3) juga menunjukkan adanya penurunan pada tube T4 (baris kedua) dibandingkan dengan pada tube T1 (baris pertama). Adanya pemasangan *splitter plate* membuat aliran mengalami penurunan kecepatan sehingga aliran mengalami

laminarisasi. Sehingga terjadi penurunan nilai Re disekitar tube T4. Dimana Re merupakan salah satu fungsi yang sebanding dari Nu . Dengan menurunnya nilai Re maka terjadi penurunan nilai Nu .



Gambar 4.40 Distribusi *nusselt number* tube T4 pada domain 2 dan 3

Gambar 4.40 dapat dilihat bahwa pada permukaan sisi kanan tube T4 (sudut $0^\circ - 180^\circ$) menunjukkan distribusi Nu yang hampir sama pada posisi sudut tersebut di tube T4. Hal ini menunjukkan adanya nilai intensitas turbulensi yang hampir sama pada permukaan tube T4 akibat dari interaksi vortek sekitar tube T4. Sedangkan untuk permukaan sisi kiri tube T4 terjadi penurunan Nu yang cukup tajam jika dibandingkan sisi kanan. Hal ini diakibatkan bentuk aliran yang berbeda. Aliran fluida pada sisi kiri (tanda panah merah) melewati celah yang lebih sempit dibandingkan sisi kanan (tanda panah kiri). Tidak terjadi titik separasi pada tube T4. Hal ini disebabkan adanya kondisi celah yang sangat sempit disekitar tube T4 (*compact*). Sehingga tidak terbentuk daerah *wake*.



Gambar 4.41 Vektor Kecepatan Pada Tube T4

4.2.2.2. Perpindahan Panas Total dan Intensitas Turbulensi

Tabel 4.17 Perpindahan panas total dan intensitas turbulensi untuk semua domain komputasi

No	Parameter	Aktual	Modifikasi <i>Splitter plate</i>		Modifikasi <i>Guide plate</i>	
			L/D = 0,5	L/D = 1	Bentuk	Bentuk T
1	Perpindahan Panas Total	54212	54240	54336	55121	55152
2	Intensitas Turbulensi	482,8	487,1	486,8	489,4	493,1

Tabel 4.17 menunjukkan bahwa modifikasi *splitter plate* L/D = 0,5 dapat menaikkan nilai perpindahan panas total sebesar 0,05% sedangkan *splitter plate* L/D = 1 menaikkan nilai perpindahan panas total sebesar 0,23%. Kenaikan ini merupakan kontribusi dari meningkatnya tingkat intensitas turbulensi serta adanya perpindahan panas tambahan berupa perpindahan panas konduksi pada *body splitter plate*. Sesuai dengan tabel 4.17 terlihat bahwa dengan adanya pemasangan *splitter plate* L/D = 0,5 terjadi peningkatan intensitas turbulensi sebesar 0,89%. Sedangkan *splitter plate* L/D = 1 meningkatkan intensitas turbulensi sebesar 0,83%.

4.2.2.3. Pengaruh Panjang *Splitter plate* Pada Nilai Perpindahan Panas

Modifikasi *splitter plate* L/D = 1 memberikan nilai perpindahan panas total lebih besar dibandingkan dengan *splitter plate* L/D = 0,5. Semakin panjang *splitter plate* maka memberikan area perpindahan panas tambahan (*extended surface*) yang lebih besar. Adanya *splitter plate* merubah bentuk tube yang awalnya merupakan *bluff body* akan menjadi *streamline body*. *Streamline body* memberikan nilai yang lebih baik baik dalam segi karakteristik aliran maupun perpindahan panas. Namun semakin panjang *splitter plate* maka akan meningkatkan nilai gaya geser (*friction force*) yang mengakibatkan aliran semakin berkurang intensitas turbulensinya. Hal ini terlihat dari tabel 4.17 dimana *splitter plate* L/D = 1 memberikan nilai intensitas turbulensi yang lebih kecil dari *splitter plate* L/D = 0,5. Jika penurunan nilai perpindahan panas akibat pengurangan intensitas turbulensi lebih besar dari peningkatan nilai perpindahan panas karena luasan tambahan *splitter plate* maka total perpindahan panas akan mengalami penurunan. Oleh karenanya harus dijaga tetap optimal antara tingkat turbulensi

dan area tambahan perpindahan panas. Dalam penelitian ini *splitter plate* $L/D = 1$ memberikan nilai perpindahan panas yang lebih optimal dibandingkan *splitter plate* $L/D = 0,5$.

4.2.3. Pengaruh Penambahan *Guide Plate* Pada Perpindahan Panas

4.2.3.1. Laju perpindahan panas dan Distribusi Bilangan Nusselt

Tabel 4.18 dan 4.19 dibawah ini menunjukkan perbandingan nilai *nusselt number* dan laju perpindahan panas pada tube T1 untuk kondisi sebelum dan sesudah modifikasi *guide plate*.

Tabel 4.18 Komparasi Bilangan Nusselt Pada Tube T1 dan T4

Susunan Tube	Surface Nusselt number (Nu)
	Tube 1
Aktual	293,68
<i>Guide plate</i>	57,43
<i>Guide plate T</i>	69,13

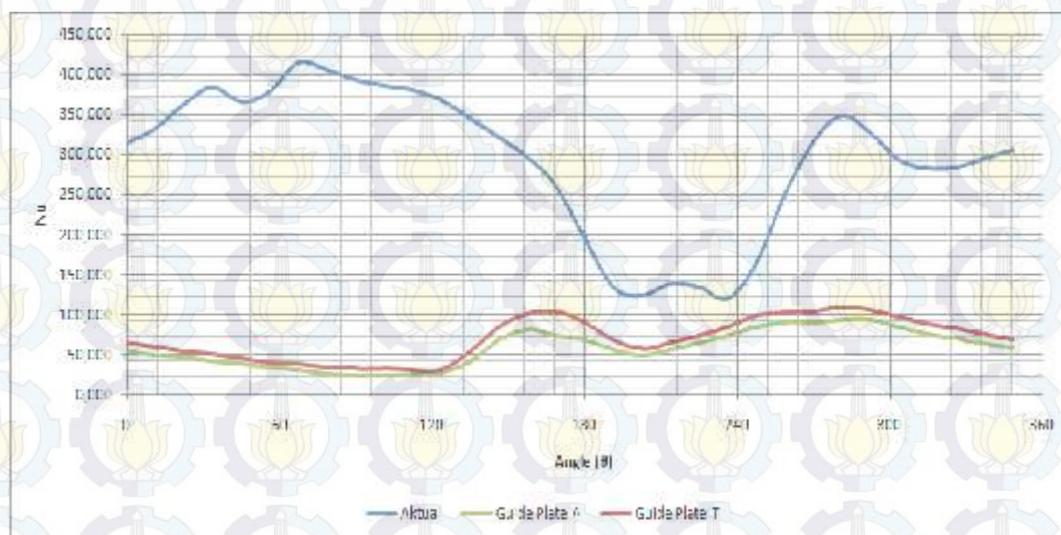
Tabel 4.19 Komparasi Laju Perpindahan Panas Pada Tube T1 dan T4

Susunan Tube	Laju Perpindahan Panas (q)
	Tube 1
Aktual	168,28
<i>Guide plate</i>	32,90
<i>Guide plate T</i>	39,62

Dengan adanya *guide plate* diatas susunan tube kritis maka akan melindungi tube segitiga kritis dari gaya *impact* atau hantaman aliran yang cukup tinggi dari fluida. Sehingga beban akan dialihkan untuk diterima oleh *guide plate*. Dalam hal perpindahan panas hal ini membuat proses perpindahan panas pada tube kritis (T1-T11) mengalami penurunan rata-rata hingga 75%. Hal ini diakibatkan adanya penurunan intensitas turbulensi yang sebanding dengan menurunnya nilai *nusselt number*. Penurunan *nusselt number* mengindikasikan adanya penurunan nilai perpindahan panas secara konveksi. Karakteristik perpindahan panas sangat dipengaruhi oleh kecepatan fluida. Dengan adanya *guide plate* maka terjadi penurunan nilai kecepatan yang sangat signifikan pada tube di bawah *guide plate* (T1-T11). Daerah antara *guide plate* dengan tube T1 dan T2 menjadi *dead zone* yaitu daerah dimana kecepatan sangat kecil, sehingga daerah tersebut sangat kecil nilai perpindahan panasnya [33].

Namun *guide plate* juga berfungsi sebagai *turbulence promotor* atau *vortex generator* bagi tube yang lain (S1-S5). *Guide plate* meningkatkan nilai kecepatan dan intensitas tuebulensi pada tube tersebut (S1-S5) seperti pada tabel 4.2. Hal ini dapat dilihat dari kontur *velocity* dan gambar intensitas turbulensi bahwa terjadi kenaikan turbulensi pada aliran sekitar tube miring atas (sebelah samping kanan dan kiri susunan tube kritis). Adanya kenaikan intensitas turbulensi ini mengkompensasi hilangnya intensitas turbulensi pada susunan tube kritis. Sehingga secara keseluruhan terjadi peningkatan nilai perpindahan panas sebesar 1,7% dari kondisi aktual tanpa modifikasi adanya *guide plate*.

Distribusi Bilangan Nusselt Tube T1



Gambar 4.42 Distribusi *nusselt number* tube T1

pada domain 1, domain 4 dan domain 5

Gambar distribusi *nusselt number* (Nu) pada tube T1 menunjukkan trend yang serupa untuk modifikasi *guide plate* bentuk dan bentuk T. Dengan adanya *guide plate* yang berada pada sisi upstream tube T1 maka aliran fluida yang berupa *impingement jet* yang semula mengenai tube T1 maka terhalang oleh adanya *guide plate*. Aliran fluida berupa *impingement jet* memiliki nilai perpindahan panas konveksi yang sangat baik. Hal ini dapat dilihat dari nilai Nu pada tube T1 pada kondisi aktual yang cukup besar.

Namun dengan adanya nilai koefisien drag yang sangat besar akibat fluida *impingement jet* tersebut maka dilakukan modifikasi berupa *guide plate*. Terjadi

perubahan pola aliran fluida disekitar tube T1. Aliran fluida diarahkan oleh *guide plate* untuk tidak melewati tube T1 secara langsung sehingga hal ini dapat menurunkan nilai intensitas turbulensi pada daerah tube T1. Akibatnya nilai perpindahan panas konveksi yang diwakili dengan nilai *nusselt number* (Nu) akan menurun secara signifikan pada tube T1 di susunan tube modifikasi *guide plate* jika dibandingkan dengan kondisi sebelum modifikasi *guide plate*. Dimana nilai rata-rata Nu pada kondisi sebelum modifikasi *guide plate* adalah sebesar 340,05 menjadi 66,94 dan 73,66 seperti pada tabel 4.17 dan 4.18.

Heat transfer selain dipengaruhi oleh *turbulent transfer* yang direpresentasikan dalam nilai intensitas turbulensi juga dipengaruhi oleh *viscous transfer* yang direpresentasikan dalam nilai tegangan geser. Dimana terjadi penurunan nilai tegangan geser setelah dilakukan modifikasi *guide plate*. Nilai tegangan geser sebelum dan sesudah dilakukan modifikasi *guide plate* yaitu 8,45Pa menjadi 0,85Pa. Penurunan tegangan geser diakibatkan adanya pengurangan kecepatan, bahkan didaerah tube kritis kecepatan sangat kecil (*dead zone*). Dengan kecepatan lokal *average* yang lebih kecil maka nilai gradien kecepatannya lebih kecil. Semakin kecil nilai gradien kecepatan maka akan menurunkan nilai tegangan geser yang akan mengakibatkan penurunan nilai gradien temperatur yang kemudian akan menurunkan nilai laju perpindahan panas seperti pada tabel 4.20.

Distribusi Nu pada tube T1 menunjukkan nilai Nu yang hampir rata diseluruh permukaan tube T1. Terjadi peningkatan Nu di posisi sudut 170° dan 270° dimana posisi tersebut merupakan titik stagnasi dan terjadi *reattachment* aliran. Distribusi Nu tube T1 pada modifikasi *guide plate* bentuk dan bentuk T menunjukkan trend yang sama. Hal ini disebabkan adanya bentuk pola aliran disekitar tube T1 yang hampir sama untuk kedua modifikasi *guide plate* tersebut. Modifikasi *guide plate* T memberikan nilai intensitas turbulensi yang cenderung lebih tinggi dibandingkan *guide plate* . Sehingga nilai *surface nusselt number* pada *guide plate* T menunjukkan angka yang lebih tinggi. Dan akhirnya nilai perpindahan panas total untuk modifikasi T juga lebih tinggi dari modifikasi *guide plate* .

4.2.3.2. Perpindahan Panas Total dan Intensitas Turbulensi

Perpindahan panas melewati susunan tube (*tube bundle*) bergantung sebagian besar pada pola aliran serta intensitas turbulensinya, dimana keduanya berhubungan erat dengan kecepatan fluida. Pemasangan *guide plate* selain bertujuan untuk mengarahkan medan aliran fluida dan memodifikasi pola aliran fluida dalam rangka melindungi tube dari beban *impact* namun juga dapat menaikkan tingkat intensitas turbulensi dalam rangka meningkatkan nilai perpindahan panas total.

Sesuai dengan tabel 4.17 terlihat bahwa dengan adanya pemasangan *guide plate* terjadi peningkatan intensitas turbulensi sebesar 1,36%. Sedangkan *guide plate* T meningkatkan intensitas turbulensi sebesar 2,13%. Dengan adanya peningkatan turbulensi tersebut maka terjadi peningkatan nilai perpindahan panas total. Akibat peningkatan intensitas turbulensi oleh *guide plate* T lebih besar dari *guide plate* maka nilai perpindahan panas total pada modifikasi *guide plate* T menunjukkan angka yang lebih besar. Modifikasi *guide plate* T dapat menaikkan nilai perpindahan panas total sebesar 1,735% sedangkan *guide plate* menaikkan nilai perpindahan panas total sebesar 1,67%.

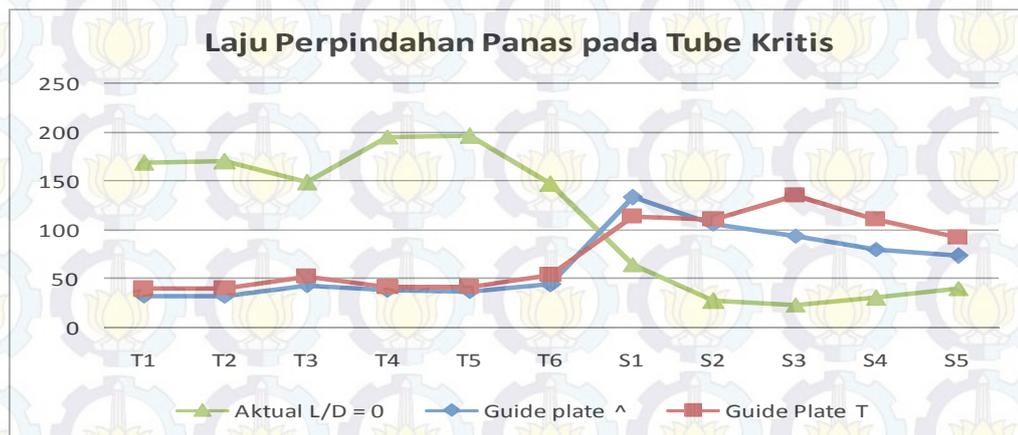
Guide plate mengubah pola aliran fluida dimana aliran fluida dialirkan ke beberapa tube yang berada di samping *guide plate* dan saluran samping daerah segitiga kritis. Hal ini meningkatkan intensitas turbulensi pada tube samping segitiga tersebut (S1 – S5 dan seterusnya hingga bawah). Akibat adanya *guide plate* menyebabkan penurunan perpindahan panas pada tube segitiga kritis (T1 – T11). Namun penurunan ini dikompensasi dengan peningkatan perpindahan panas yang lebih besar pada tube samping segitiga kritis (S1 – S5 dan seterusnya hingga bawah) seperti pada tabel 4.20.

Tabel 4.20 Laju perpindahan panas tube kritis sebelum dan sesudah modifikasi *guide plate*

Nama Tube	Laju Perpindahan Panas (q)		
	Aktual	Modifikasi <i>Guide plate</i>	Modifikasi <i>Guide plate</i> T
T1	168,28	32,91	39,62
T2	170,05	32,97	40,72
T3	148,33	42,99	52,91
T4	194,87	38,36	42,22

T5	196,07	36,74	42,27
T6	147,08	44,15	53,98
S1	65,30	132,93	113,39
S2	27,31	105,83	111,15
S3	23,33	93,73	135,81
S4	30,52	79,81	111,17
S5	40,65	73,31	92,33

Dari gambar 4.43 dibawah ini terlihat bahwa penurunan perpindahan panas pada tube T1 – T6 menunjukkan angka yang lebih besar, sedangkan kenaikan pada tube disamping daerah segitiga kritis (S1 – S5 dan seterusnya hingga bawah) lebih kecil. Namun jumlah tube yang mengalami kenaikan perpindahan panas tersebut lebih banyak daripada tube kritis yang mengalami penurunan perpindahan panas. Sehingga secara *overall* nilai perpindahan panas mengalami peningkatan.



Gambar 4.43 Laju perpindahan panas tube kritis sebelum dan sesudah modifikasi *guide plate*

4.2.3.3. Pengaruh Bentuk *Guide plate* Pada Nilai Perpindahan Panas

Guide plate T memberikan pola aliran yang lebih baik dibandingkan *guide plate* , dimana aliran fluida sebagian dialirkan ke beberapa tube yang berada di samping *guide plate* T dan sebagian lagi menuju saluran disamping susunan segitiga kritis. Sedangkan *guide plate* bentuk mengarahkan aliran fluida secara langsung seluruhnya menuju saluran disamping susunan segitiga kritis. Dengan bentuk pola aliran tersebut, intensitas turbulensi *guide plate* T lebih tinggi dari *guide plate* . Akibat peningkatan intensitas turbulensi oleh *guide*

plate T lebih besar dari *guide plate* maka nilai perpindahan panas total pada modifikasi *guide plate* T menunjukkan angka yang lebih besar.

4. 3. Komparasi Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Seluruh Domain

Tabel 4.21 menunjukkan beberapa parameter penting yang menggambarkan komparasi sebelum dan sesudah dilakukan modifikasi pada domain komputasi. Tabel 4.21 menunjukkan adanya penurunan koefisien drag lokal tube T1 pada modifikasi *splitter plate* dibandingkan dengan kondisi sebelum modifikasi. Namun penambahan *splitter plate* mengakibatkan kenaikan nilai koefisien drag lokal pada tube T4. Sedangkan modifikasi berupa penambahan *guide plate* mengakibatkan penurunan koefisien drag lokal pada tube T1 dan tube T4.

Seluruh modifikasi memberikan penurunan nilai C_D untuk tube T1. Modifikasi penambahan *splitter plate* menurunkan C_D untuk tube T1 sebesar 37% (domain 2) dan 49% (domain 3). Modifikasi penambahan *guide plate* menurunkan C_D untuk tube T1 sebesar 98% (domain 4) dan 96% (domain 5). Sehingga kerusakan pada tube T1 dapat diminimalisir.

Kenaikan drag lokal beberapa tube pada modifikasi *splitter plate* lebih besar daripada penurunan drag lokal di tube lainnya. Sehingga modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$ (domain 2) memberikan kenaikan pada koefisien drag total sebesar 10% dan modifikasi penambahan *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) memberikan kenaikan pada koefisien drag total sebesar 9%. Sedangkan modifikasi *guide plate* memberikan penurunan nilai koefisien drag secara total. Modifikasi *guide plate* (domain 4) memberikan penurunan pada koefisien drag total sebesar 29% dan modifikasi penambahan *guide plate* T (domain 5) memberikan penurunan pada koefisien drag total sebesar 33%.

Dalam hal karakteristik perpindahan panas, modifikasi *splitter plate* mengakibatkan penurunan Nu pada tube T1 dan T4. *Splitter plate* berfungsi meredam interaksi antar vortek pada tube T1 dan T4 sehingga menurunkan intensitas turbulensi pada tube tersebut yang berakibat penurunan nilai laju perpindahan panas konveksi. Namun adanya area perpindahan panas tambahan (*extended surface*) berupa *splitter plate* maka terdapat perpindahan panas

konduksi tambahan. Sehingga secara overall laju perpindahan panas total meningkat dari kondisi sebelum modifikasi (aktual).

Modifikasi *splitter plate* dan *guide plate* sama-sama memberikan kenaikan nilai laju perpindahan panas total. Laju perpindahan panas total modifikasi *splitter plate* $L/D = 0.5$ (domain 2) adalah 54240 W sedangkan modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) adalah 54336 W. Laju perpindahan panas total modifikasi *guide plate* (domain 4) adalah 55121 W sedangkan modifikasi *guide plate* T (domain 5) adalah 55152 W.

Nilai perpindahan panas total pada modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ lebih besar dibandingkan *splitter plate* $L/D = 0,5$. Modifikasi *guide plate* T memberikan nilai perpindahan panas total yang lebih besar dibandingkan *guide plate* . Secara overall dapat dilihat bahwa modifikasi *guide plate* memberikan nilai koefisien drag yang kecil dan laju perpindahan panas yang lebih baik dari modifikasi *splitter plate*.

Tabel 4.21 Komparasi Beberapa Parameter Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Seluruh Domain Komputasi

Domain 1 (Sebelum Modifikasi / Aktual)						
Nama Tube	Koefisien Drag Lokal/Total	Tekanan	Kecepatan	Bilangan Nusselt	Intensitas Turbulensi	Laju Heat Transfer
	CD	Pa	m/s	Nu	%	W
Tube T1	0,0333	-647,50	37,96	293,68	22,67	168,28
Tube T4	0,0170	-938,71	43,42	340,05	25,91	194,87
Tube Total	4,9100	-926,69	27,25	12,16	482,8	54212

Domain 2 (Modifikasi Splitter Plate 0,5D)						
Nama Tube	Koefisien Drag Lokal/Total	Tekanan	Kecepatan	Bilangan Nusselt	Intensitas Turbulensi	Laju Heat Transfer
	CD	Pa	m/s	Nu	%	W
Tube T1	0,0209	-731,80	27,29	247,65	18,73	187,05
Tube T4	0,0524	-717,75	35,35	275,55	20,47	208,01
Tube Total	5,41	-1235,51	27,21	12,18	487,1	54240

Domain 3 (Modifikasi Splitter Plate 1D)						
Nama Tube	Koefisien Drag Lokal/Total	Tekanan	Kecepatan	Bilangan Nusselt	Intensitas Turbulensi	Laju Heat Transfer
	CD	Pa	m/s	Nu	%	W
Tube T1	0,0170	-847,07	29,99	236,85	17,98	222,99
Tube T4	0,0376	-850,26	36,00	262,02	19,71	246,29
Tube Total	5,36	-1210,01	27,22	12,20	486,8	54336

Domain 4 (Modifikasi Guide Plate)						
Nama Tube	Koefisien Drag Lokal/Total	Tekanan	Kecepatan	Bilangan Nusselt	Intensitas Turbulensi	Laju Heat Transfer
	CD	Pa	m/s	Nu	%	W
Tube T1	0,0006	-9,71	9,63	57,43	32,91	32,90
Tube T4	0,0030	-30,62	12,55	66,94	38,36	39,62
Tube Total	3,48	65,80	27,41	12,37	489,4	55121

Domain 5 (Modifikasi Guide Plate T)						
Nama Tube	Koefisien Drag Lokal/Total	Tekanan	Kecepatan	Bilangan Nusselt	Intensitas Turbulensi	Laju Heat Transfer
	CD	Pa	m/s	Nu	%	W
Tube T1	0,0012	-12,24	7,62	69,13	39,62	38,36
Tube T4	0,0044	-41,35	14,72	73,66	42,22	42,21
Tube Total	3,29	208,47	27,51	12,37	493,1	55152

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5. 1. Kesimpulan

1. Hasil pemodelan susunan tube sebelum modifikasi (domain 1) menunjukkan adanya gaya drag (F_D) yang tinggi pada tube baris pertama dan baris kedua di daerah susunan tube segitiga sehingga menyebabkan kerusakan pada tube tersebut. Kondisi susunan tube simetris sehingga analisa tube baris pertama diwakili oleh tube T1 dan tube baris kedua diwakili oleh tube T4. Nilai koefisien drag lokal (C_D) untuk tube T1 adalah 0,0333 sedangkan C_D tube T4 adalah 0,0170.
2. Modifikasi berupa penambahan *splitter plate* $L/D = 0.5$ (domain 2) mengakibatkan penurunan koefisien drag lokal pada tube T1 dimana nilai C_D tube T1 pada domain 2 adalah 0,0209. Namun penambahan *splitter plate* $L/D = 0.5$ (domain 2) mengakibatkan kenaikan nilai koefisien drag lokal pada tube T4 dimana nilai C_D tube T4 pada domain 2 adalah 0,0524. Modifikasi berupa penambahan *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) mengakibatkan penurunan koefisien drag lokal pada tube T1 dimana nilai C_D tube T1 pada domain 2 sebesar 0,0170. Namun penambahan *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 2) mengakibatkan kenaikan nilai koefisien drag lokal pada tube T4 dimana nilai C_D tube T4 pada domain 2 adalah 0,0376.
3. Modifikasi berupa penambahan *guide plate* (domain 4) mengakibatkan penurunan koefisien drag lokal pada tube T1 dan tube T4. Nilai C_D tube T1 pada domain 4 adalah 0,00056 dan C_D tube T4 adalah 0,003. Modifikasi berupa penambahan *guide plate* T (domain 5) mengakibatkan penurunan koefisien drag lokal pada tube T1 dan tube T4. Nilai C_D tube T1 pada domain 5 adalah 0,0011 dan C_D tube T4 adalah 0,0043.
4. Seluruh modifikasi memberikan penurunan nilai C_D untuk tube T1. Modifikasi penambahan *splitter plate* menurunkan C_D untuk tube T1

sebesar 37% (domain 2) dan 49% (domain 3). Modifikasi penambahan *guide plate* menurunkan C_D untuk tube T1 sebesar 98% (domain 4) dan 96% (domain 5). Sehingga kerusakan pada tube T1 dapat diminimalisir.

5. Nilai koefisien drag total (C_D total) susunan tube sebelum modifikasi (domain 1) adalah 4,91. Nilai C_D total untuk modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$ (domain 2) adalah 5,41 sedangkan nilai C_D total untuk modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) adalah 5,36. Sehingga modifikasi penambahan *splitter plate* $L/D = 0,5$ (domain 2) memberikan kenaikan pada koefisien drag total sebesar 10% dan modifikasi penambahan *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) memberikan kenaikan pada koefisien drag total sebesar 9%. Nilai C_D total untuk modifikasi *guide plate* (domain 4) adalah 3,48 sedangkan nilai C_D total untuk modifikasi *guide plate* T (domain 5) adalah 3,29. Sehingga modifikasi penambahan *guide plate* (domain 4) memberikan penurunan pada koefisien drag total sebesar 29% dan modifikasi penambahan *guide plate* T (domain 5) memberikan penurunan pada koefisien drag total sebesar 33%.

6. Nilai bilangan *nusslet* (Nu) tube T1 dan T4 pada susunan tube sebelum modifikasi (aktual) adalah 293 dan 340. Modifikasi berupa penambahan *splitter plate* mengakibatkan penurunan Nu pada tube T1 dan T4. Nu tube T1 dan T4 pada modifikasi *splitter plate* $L/D = 0,5$ (domain 2) adalah 247 dan 275. Sedangkan Nu tube T1 dan T4 pada modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) adalah 235 dan 262. *Splitter plate* berfungsi meredam interaksi antar vortek pada tube T1 dan T4 sehingga menurunkan intensitas turbulensi pada tube tersebut yang berakibat penurunan nilai laju perpindahan panas konveksi. Namun adanya area perpindahan panas tambahan (*extended surface*) berupa *splitter plate* maka terdapat perpindahan panas konduksi tambahan. Sehingga secara overall laju perpindahan panas total meningkat dari kondisi sebelum modifikasi (aktual).

7. Laju perpindahan panas total pada susunan tube sebelum modifikasi (domain 1) adalah sebesar 54212 W. Modifikasi *splitter plate* dan *guide plate* sama-sama memberikan kenaikan nilai laju perpindahan panas total. Laju perpindahan panas total modifikasi *splitter plate* $L/D = 0.5$ (domain 2) adalah 54240 W sedangkan modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ (domain 3) adalah 54336 W. Laju perpindahan panas total modifikasi *guide plate* (domain 4) adalah 55121 W sedangkan modifikasi *guide plate* T (domain 5) adalah 55152 W.

8. Modifikasi *splitter plate* $L/D = 1$ memberikan nilai perpindahan panas total yang lebih besar dan nilai koefisien drag yang lebih kecil dibandingkan *splitter plate* $L/D = 0,5$ sehingga untuk bentuk susunan tube pada penelitian ini lebih baik digunakan *splitter plate* $L/D = 1$. Modifikasi *guide plate* T memberikan nilai perpindahan panas total yang lebih besar namun memiliki nilai koefisien drag yang lebih besar dibandingkan *guide plate* . Modifikasi *guide plate* memberikan nilai koefisien drag yang kecil dan laju perpindahan panas yang lebih baik dari modifikasi *splitter plate*. Sehingga untuk bentuk susunan tube pada penelitian ini lebih baik digunakan modifikasi *guide plate* dibandingkan modifikasi *splitter plate*.

5. 2. Saran

1. Pemasangan *splitter plate* sebaiknya dilakukan untuk susunan tube yang tidak terlalu *compact*. Jarak longitudinal maupun transversal yang terlalu kecil membuat keberadaan *splitter plate* sebagai peredam osilasi dan interaksi antar vortek menjadi tidak maksimal. Dimana antar sesama vortek tersebut akan tetap berinteraksi karena jarak yang terlalu sempit pada antar tube.

2. Pemasangan *splitter plate* sebaiknya diletakkan tepat pada daerah *wake tube*. Hal ini bertujuan agar fungsi *splitter plate* sebagai peredam interaksi antar vortek dapat berjalan dengan baik. Sehingga medan aliran dapat terkontrol dengan baik dan gaya drag dapat berkurang secara signifikan.