



TUGAS AKHIR - TM 091486

***STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN  
RECTANGULAR OBSTACLE TERHADAP  
KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN  
PANAS PADA STAGGERED TUBE BANKS  
DENGAN  $\ell/D = 0,2$***

*"Studi Kasus untuk Sudut Obstacle Sebesar  $30^\circ$ ,  
 $45^\circ$  dan  $60^\circ$ "*

NURUL KOMARI  
NRP 2110 100 081

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

Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

***NUMERICAL STUDY EFFECT OF THE  
ADDITION OF RECTANGULAR OBSTACLE  
FOR FLOW CHARACTERISTICS AND HEAT  
TRANSFER IN STAGGERED TUBE BANKS  
WITH  $l / D = 0.2$***

***"A case study for obstacle's angle ( $\alpha$ ) at  $30^\circ$ ,  $45^\circ$   
and  $60^\circ$ "***

NURUL KOMARI  
NRP 2110 100 081

Adviser Lecturer  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Mechanical Engineering Department  
Industrial Engineering Faculty  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2014

**STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN  
RECTANGULAR OBSTACLE TERHADAP  
KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN  
PANAS PADA STAGGERED TUBE BANKS DENGAN  $\ell/D$   
= 0,2**

**“Studi kasus untuk sudut obstacle sebesar 30°, 45° dan 60°”**

**Nama Mahasiswa : Nurul Komari**  
**NRP : 2110 100 081**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Eng.Ir.Prabowo, M. Eng.**

**ABSTRAK**

*Peningkatan performa penukar kalor tipe kompak pada sisi eksternal telah banyak diteliti, salah satunya adalah memasang obstacle atau perintang pada permukaan fin. Pemasangan obstacle dapat meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal karena aliran fluida menjadi berolak sehingga dapat memindahkan panas dengan lebih cepat dan efektif.*

*Penelitian dilakukan dengan memvariasikan sudut peletakan obstacle ( $\alpha$ ) berbentuk persegi panjang (rectangular) sebesar 30°, 45° dan 60° dengan ukuran sebesar  $\ell/D = 0,20$ . Fluida kerja berupa udara berkecepatan konstan sebesar 2 m/s dimodelkan sebagai gas ideal yang mengalir pada sisi eksternal dengan kondisi temperatur sebesar 308 K dan temperatur tube sebesar 325,77 K. Studi numerik dilakukan secara 2 dimensi dengan kondisi aliran steady dengan prinsip Computational Fluid Dynamic (CFD) menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk tahapan pembuatan domain dan disimulasikan dalam perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Model turbulensi yang digunakan adalah Renormalization Group (RNG) k- $\epsilon$ . Hasil studi bertujuan untuk mengetahui fenomena aliran dan perpindahan panas pada tube banks dengan variasi peletakan rectangular obstacle, ditinjau secara kualitatif menggunakan visualisasi*

*kontur temperatur dan kecepatan, serta secara kuantitatif dengan menganalisa grafik kecepatan lokal, bilangan Nusselt lokal dan penurunan tekanan.*

*Dari penelitian ini diperoleh hasil bahwa dibandingkan model baseline, nilai untuk model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  mengalami penurunan kecepatan lokal sebesar 0,584% dan penurunan perpindahan panas sebesar 1,053%. Model dengan  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  mengalami peningkatan kecepatan lokal sebesar 4,140% dan peningkatan perpindahan panas sebesar 0,502% dibanding model baseline. Model dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  meningkat kecepatan lokalnya sebesar 34,709% dan perpindahan panas meningkat sebesar 10,107% dibandingkan dengan model baseline. Penurunan tekanan terjadi pada semua model, dengan nilai penurunan untuk model tanpa rectangular obstacle adalah 10,13 Pa,  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  adalah 11,02 Pa,  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  adalah 15,96 Pa, serta  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  adalah 23,73 Pa. Ditinjau berdasarkan karakteristik aliran, perpindahan panas dan penurunan tekanan, model dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  menghasilkan peningkatan tertinggi, sedangkan modifikasi tube banks dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  tidak menghasilkan perpindahan panas yang lebih baik dibanding dengan model baseline dan model modifikasi.*

***Kata kunci : Compact Heat Exchanger, Rectangular Obstacle, sudut Obstacle, perpindahan panas***

**NUMERICAL STUDY EFFECT OF THE  
ADDITION OF RECTANGULAR OBSTACLE  
FOR FLOW CHARACTERISTICS AND HEAT TRANSFER  
IN STAGGERED TUBE BANKS WITH**

$\ell / D = 0.2$

*“A case study for obstacle’s angle ( $\alpha$ ) at 30°, 45° and 60°”*

*Name of Student : Nurul Komari  
NRP : 2110 100 081  
Department : Teknik Mesin FTI-ITS  
Advisor Lecturer : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M. Eng.*

**ABSTRACT**

*Many researches has been done to improve the performance of compact heat exchanger on the external side, one of the research is installing the obstacle on the surface of the fin. Installation of obstacle can increase the external heat transfer due to the swirl of fluid flow that can transfer heat more quickly and effectively.*

*The study is concerning of varying the position’s angle of the rectangular obstacle ( $\alpha$ ) about 30°, 45° and 60° with size of  $\ell / D = 0.20$ . Working fluid is air with constant velocity value of 2 m/s modeled as an ideal gas flowing on the external side of tube banks with temperature conditions of 308 K and the tubes’ temperature of 325.77 K. The study is conducted in 2-dimensional steady flow conditions with the principles of Computational Fluid Dynamic (CFD) using GAMBIT 2.4.6 for build the domain and will be simulated in FLUENT 6.3.26. Turbulence models used is the renormalization group (RNG)  $k$ - $\epsilon$ . The study aims to determine the flow and heat transfer phenomena in tube banks with varying the position of rectangular obstacle, qualitatively by using visualization of temperature and velocity contours, and quantitatively by analyzing the local velocity, local Nusselt number and pressure drop graphs.*

*The results of this study showed that compared to the baseline model, the value for model with  $\alpha$  for  $30^\circ$  shows decreasing of local velocity value by 0.584% and the decrease in heat transfer is 1.053%. Models with  $\alpha$  equal to  $45^\circ$  have increasing the local velocity of 4.140% and an increase in heat transfer at 0.502% compared to the baseline model. Models with  $\alpha$  for  $60^\circ$  increased by 34,709% at local velocity and heat transfer increases by 10,107% compared with the baseline model. Pressure drop occurs in all models, with the value for the model without the rectangular obstacle is 10.13 Pa,  $\alpha$  for  $30^\circ$  is 11.02 Pa,  $\alpha$  for  $45^\circ$  is 15.96 Pa, and  $\alpha$  for  $60^\circ$  is 23.73 Pa. For the model with  $\alpha$  equal to  $60^\circ$  gives the best enhancement based on the characteristics of the flow, heat transfer and pressure drop. Modification of tube banks with  $\alpha$  for  $30^\circ$  does not produce a better heat transfer compared with the baseline model and the other modified model.*

***Keyword : Compact Heat Exchanger, Rectangular Obstacle, angle of Obstacle, heat transfer***

**STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN  
RECTANGULAR OBSTACLE TERHADAP  
KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN  
PANAS PADA STAGGERED TUBE BANKS DENGAN  
 $l/D = 0,2$**

**“Studi kasus untuk sudut *obstacle* ( $\alpha$ ) sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ ”**


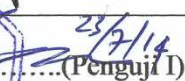
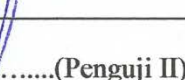
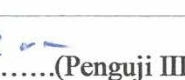
**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Sarjana Teknik Pada Bidang Studi Konversi Energi Program  
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh:

**NURUL KOMARI**  
NRP.2110 100 081

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. <u>Prof.Dr.Eng.Ir.Prabowo, M.Eng</u> (NIP.19650505199031005).....	 (Pembimbing)
2. <u>Dr.Ir.Atok Setiyawan, M.Eng Sc</u> (NIP.196604021989031002).....	 (Penguji I)
3. <u>Ary Bachtiar K.P, ST, M.P, PhD</u> (NIP. 197105241997021001).....	 (Penguji II)
4. <u>Ir. Sudjud Darsopuspito, MT</u> (NIP.194908291976031002).....	 (Penguji III)

**SURABAYA  
JULI 2014**

## KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr.Wb.

Puji dan syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, Tuhan Maha Pengasih Maha Penyayang, karena atas segala nikmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Shalawat dan salam penulis ucapkan kepada Nabi Muhammad SAW yang membawa cahaya keimanan dan agama islam sebagai pedoman kehidupan untuk selalu bertaqwa dan beriman kepada Allah SWT.

Dalam pengerjaan tugas akhir ini penulis banyak mendapatkan bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu pada halaman ini, penulis ingin memberi hormat dan ungkapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Prof.Dr.Eng.Ir.Prabowo,M.Eng, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan ide, pembelajaran dan pengetahuan yang tidak ternilai harganya bagi penulis untuk memberikan hasil yang bermanfaat
2. Ir.Sudjud Darsopuspito, MT., Dr.Ir.Atok Setyawan, M.Eng.Sc., dan Ary Bachtiar K.P.,ST,MT,PhD, sebagai dosen pembahas tugas akhir yang telah memberikn kritik dan saran dalam mengerjakan tugas akhir ini, serta pembelajaran mengenai bersikap dan berinteraksi sebagaimana seorang *engineer* bagi penulis
3. Ir. Bambang Daryanto, MSME, PhD., selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan pengarahan, nasehat, pertimbangan dan motivasi selama penulis menempuh pendidikan sarjana di Teknik Mesin ITS
4. Segenap dosen Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah mencurahkan segala tenaga dan pikiran serta pengalaman dalam mendidik penulis dalam bidang keteknikan maupun



ilmu tentang kehidupan selama penulis menempuh pendidikan sarjana di Teknik Mesin ITS

5. Ibuku tercinta, R.A Rumiwati yang selalu mendoakan, mencintai dan mencurahkan kasih sayang serta segalanya yang tidak dapat anda uraikan satu persatu. Terima kasih karena selalu mendukung, menasehati dan hadir baik di saat suka maupun duka penulis. Ibu, engkau segalanya bagiku
6. Ayah tercinta, Achmad Budiman yang selalu mendukung setiap hal baik yang dilakukan anda, terima kasih atas kasih sayang, nasehat, kebijaksanaan, arahan dan doa yang setiap saat selalu dicurahkan untuk anda. Ayah, aku sayang padamu
7. Adikku, Nur Syamsi Innayah yang selalu mendoakanku dan menyemangati setiap langkah yang kakak ambil. Semoga kita selalu menjadi anda yang membahagiakan dan membanggakan kedua orang tua.
8. Seluruh keluarga besar penulis yang tiada henti mendoakan, menasehati dan menyemangati penulis selama berkuliah
9. Sahabat-sahabatku kosan "Crystal Jaya", Napik, Pudka, Iis, Onnie Nava, dan Adek Fey yang selalu ada untuk berbagi baik di saat senang atau susah, selalu menyemangati dan membantu di setiap langkah penulis. Kalian teman sejati, semoga sukses selalu mengiringi langkah kita, Aamiin
10. Seluruh saudaraku, M53, sejak Maba, POROS hingga kini dan selamanya persaudaraan kita tidak habis dimakan waktu. Tetap solid dan semoga tali silaturahmi ini tetap terjaga
11. Prisma, Mas Satya dan Mas Gundul yang telah berjuang bersama-sama dalam segala langkah di bawah bimbingan Bp.Prabowo sehingga kita semua bisa lulus semester ini, selamat!

12. Keluarga Lab. Perpindahan Panas dan Termodinamika “Negara Api”, Supri, Annis, Mas Uza, Accong, Mas Colbud, Mas Ipink, Mbak Dina Aristi, Mbak Yesti, Mas Midoen, Mas Cungkring, Ardian, Rosyid, Yaumal, Danan, Bobby, Azwar, Tomi, Atus, Kombet, dan lainnya yang tidak dapat penulis sebut satu persatu yang selalu membantu dan menghibur penulis selama mengerjakan tugas akhir di lab. Semoga kesuksesan selalu menyertai kita
13. Teman-teman Lab. Mekanika Fluida, diantaranya Mas Galang, yang telah mengajari tentang simulasi numerik, Dea, Fitri, Elsa, Ell, Nafi, Fina, Atik, Ageng, dan lainnya yang selalu menemani di saat pengerjaan tugas akhir.
14. DIMENSI FAMILY yang selama 3 tahun terakhir selalu menghadirkan keceriaan di sela-sela aktivitas perkuliahan yang padat. Terima kasih untuk segala kenangan dan pengalaman yang tak terlupakan
15. Seluruh pihak civitas akademika Teknik Mesin FTI ITS dan Sarekat Merah Rakyat Mesin

Pada akhirnya penulis berharap agar tugas akhir ini bermanfaat untuk pembaca dan perkembangan ilmu pengetahuan ke depannya.

Wassalamualaikum Wr.Wb.

Surabaya, 23 Juli 2014

Penulis

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
<i>TITLE PAGE</i> .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK .....	iv
<i>ABSTRACT</i> .....	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI .....	xii
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL .....	xxii
DAFTAR SIMBOL .....	xxiv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang Masalah .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Hasil Penelitian .....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	7
2.1 <i>Compact Heat Exchanger</i> .....	7
2.2 Konsep aliran eksternal fluida .....	8
2.2.1 Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal.....	8
2.2.2 Aliran Fluida Melintasi <i>Tube Bank</i> .....	10

2.3 Konsep perpindahan panas .....	11
2.3.1 Perpindahan panas konveksi.....	11
2.3.2 Perpindahan Panas pada <i>Compact heat exchanger</i> .....	17
2.3.3 Penurunan Tekanan pada <i>Compact Heat Exchanger</i> ...	20
2.4 Deskripsi Tentang <i>RANS Turbulence Model</i> .....	21
2.5 Parameter Pada Kondisi Batas.....	23
2.6 Penelitian Terdahulu.....	25
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b> .....	<b>31</b>
3.1 Tahapan Penelitian .....	31
3.2 <i>Flowchart</i> Penelitian .....	32
3.3 Tahapan Pemodelan dan Simulasi.....	32
3.3.1 <i>Preprocessing</i> .....	32
3.3.2 Variabel Penelitian.....	37
3.3.3 <i>Processing</i> .....	37
3.3.4 <i>Post-processing</i> .....	40
3.4 Pengolahan Data.....	40
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>45</b>
4.1 Analisa Visualisasi Aliran dalam Numerik .....	45
4.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model <i>Baseline</i> dan Model Modifikasi dengan Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> untuk Posisi Sudut 30°, 45° dan 60°.....	46
4.1.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model <i>Baseline</i> .....	47

4.1.1.2	Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan RO.....	49
4.1.2	Analisa Kontur Temperatur pada Model <i>Baseline</i> dan Model Modifikasi dengan Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> untuk Posisi Sudut 30°, 45° dan 60°.....	52
4.2	Analisa Kecepatan Lokal Aliran pada Model <i>Baseline</i> dan Model dengan Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> .....	54
4.2.1	Analisa Kecepatan Lokal <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dan Model Modifikasi dengan Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> untuk Posisi Sudut 30°, 45° dan 60° .....	55
4.2.1.1	Analisa Kecepatan Lokal <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> .....	55
4.2.1.2	Analisa Kecepatan Lokal <i>Tube Banks</i> Model Modifikasi.....	56
4.2.2	Analisa Perbandingan Kecepatan Lokal <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dengan Model Modifikasi.....	65
4.3	Karakteristik Perpindahan Panas pada <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dan Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan <i>Rectangular Obstacle</i> .....	69
4.3.1	Analisa Bilangan <i>Nusselt</i> Lokal pada <i>Tube Banks</i> .....	70
4.3.1.1	Analisa Distribusi Bilangan <i>Nusselt</i> pada Model <i>Baseline</i> .....	70
4.3.1.2	Analisa Distribusi Bilangan <i>Nusselt</i> pada Model Modifikasi.....	72

4.3.2 Perbandingan Bilangan <i>Nusselt</i> Lokal pada <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dengan <i>Tube Banks</i> Model Modifikasi.....	78
4.3.3 Perbandingan Bilangan <i>Nusselt</i> Rata-rata pada <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dengan <i>Tube Banks</i> Model Modifikasi.....	82
4.3.4 Perbandingan Bilangan <i>Nusselt</i> Rata-rata pada <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dengan <i>Tube Banks</i> Model Modifikasi terhadap Perhitungan Teoritis.....	85
4.4 Penurunan Tekanan ( <i>Pressure Drop</i> ) pada <i>Tube Banks</i> Model <i>Baseline</i> dan Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan <i>Rectangular Obstacle</i> .....	86
BAB V PENUTUP.....	89
5.1 Kesimpulan.....	89
5.2 Saran.....	90
DAFTAR PUSTAKA.....	xxvi
LAMPIRAN .....	xxviii

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.6 untuk silinder bulat pada <i>cross flow</i> .....	14
Tabel 2.2 Konfigurasi Susunan <i>Tube</i> secara <i>staggered</i> untuk Aliran yang Melintasi <i>Tube Banks</i> yang terdiri dari 10 baris atau lebih.....	15
Tabel 2.3 Faktor Koreksi $C_2$ perumusan 2. 6 untuk $N_L < 10$ .....	15
Tabel 2.4 Konstanta untuk Persamaan 2.16 untuk <i>staggered tube banks</i> pada <i>cross flow</i> .....	17
Tabel 2.5 Faktor Koreksi $C_2$ perumusan 2. 6 untuk $N_L < 10$ .....	17
Tabel 3.1 Geometri <i>Compact Heat Exchanger</i> Tipe <i>Plate Fin Circular Tube</i> .....	34
Tabel 3.2 Properties Fluida (Udara yang dimodelkan sebagai gas ideal).....	38
Tabel 3.3 <i>Boundary Condition Straight Fin Circular Tube</i> .....	39
Tabel 3.4 <i>Grid Independency Validation</i> untuk 4 jenis <i>meshing</i> model tanpa menggunakan <i>Rectangular Obstacle</i> .....	41
Tabel 3.5 Empat jenis <i>meshing</i> yang digunakan untuk proses <i>Grid Independency Validation</i> .....	42
Tabel 4.1 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap <i>Tube</i> pada Model <i>Baseline</i> ( $V/V_\infty$ ).....	58
Tabel 4.2 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap <i>Tube</i> pada Model Modifikasi dengan $\alpha = 30^\circ$ ( $V/V_\infty$ ).....	60
Tabel 4.3 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap <i>Tube</i> pada Model Modifikasi dengan $\alpha = 45^\circ$ ( $V/V_\infty$ ).....	63



Tabel 4.4 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap <i>Tube</i> pada Model Modifikasi dengan $\alpha = 60^{\circ}$ ( $V/V_{\infty}$ ).....	65
Tabel 4.5 Kisaran Kenaikan Kecepatan Lokal rata-rata Akibat Adanya Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> pada masing-masing baris <i>Tube Banks</i> .....	68
Tabel 4.6 Kisaran Kenaikan Kecepatan Lokal rata-rata Akibat Adanya Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> pada keseluruhan <i>Tube Banks</i> .....	68
Tabel 4.7 Kisaran Kenaikan Bilangan <i>Nusselt</i> rata-rata Akibat Adanya Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> pada <i>tube</i> baris pertama.....	80
Tabel 4.8 Kisaran Kenaikan Bilangan <i>Nusselt</i> rata-rata Akibat Adanya Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> pada <i>tube</i> baris kedua.....	81
Tabel 4.9 Kisaran Kenaikan Bilangan <i>Nusselt</i> rata-rata Akibat Adanya Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> pada keseluruhan <i>Tube Banks</i> .....	83
Tabel 4.10 Perbandingan Bilangan <i>Nusselt</i> rata-rata pada Seluruh Model <i>Tube Banks</i> dengan Hasil Perhitungan Teoritis.....	85
Tabel 4.11 Kisaran Nilai Penurunan Tekanan pada Sisi <i>Outlet</i> pada Model <i>Baseline</i> dan Model dengan Penambahan <i>Rectangular Obstacle</i> .....	87

## DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

$A_s$	luasan area perpindahan panas ( $m^2$ )
$A_{fr}$	luasan area depan ( $m^2$ )
$A_{ff}$	luasan area <i>free flow</i> ( $m^2$ )
$\alpha$	sudut kemiringan <i>Vortex Generator</i> (deg)
$C$	konstanta
$c_p$	kapasitas panas (kJ/kg.K)
$C_p$	koefisien tekanan
$C_f$	koefisien gesekan
$D$	diameter silinder (m)
$D_h$	diameter hidrolis (m)
$h$	koefisien konveksi ( $W/m^2.K$ )
$\bar{h}$	koefisien konveksi rata-rata ( $W/m^2.K$ )
$j_H$	<i>j-Colburn factor</i>
$k_f$	koefisien konduktifitas termal fluida ( $W/m^2.K$ )
$\ell$	panjang <i>rectangular obstacle</i> (m)
$\dot{m}$	laju aliran massa fluida (kg/s)
$\overline{NuD}$	bilangan <i>Nusselt</i> rata-rata berbasis diameter
$p$	tekanan statis aliran fluida ( $N/m^2$ )
$\Delta p$	perbedaan tekanan <i>freestream</i> dengan tekanan dinding ( $N/m^2$ )
$\rho$	massa jenis fluida ( $kg/m^3$ )
$Pr$	bilangan <i>Prandlt</i>
$Q$	perpindahan panas (W)
$Q_{in}$	perpindahan panas masuk ke sistem (W)
$Q_{out}$	perpindahan panas keluar sistem (W)
$q$	<i>heat rate</i> (W)
$q''_s$	<i>heat flux permukaan</i> ( $W/m^2$ )
$Re_D$	bilangan <i>Reynolds</i> berbasis diameter
$Re_{Dmax}$	bilangan <i>Reynolds</i> maksimum berbasis diameter
$S_D$	jarak diagonal antar <i>tube</i> (m)
$S_L$	jarak longitudinal antar <i>tube</i> (m)
$S_T$	jarak transversal antar <i>tube</i> (m)
$St$	bilangan <i>Stanton</i>

$T_s$	temperatur permukaan ( K )
$T_\infty$	temperatur fluida sekitar (K)
$\Delta T$	perbedaan temperatur (K)
$U_\infty$	kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
$V_{\max}$	kecepatan lokal aliran maksimum (m/s)
$V$	kecepatan lokal aliran (m/s)
$v_o$	volume spesifik inlet ( $m^3/kg$ )
$v_i$	volume spesifik outlet ( $m^3/kg$ )
$v_m$	volume spesifik rata-rata ( $m^3/kg$ )
$\theta$	sudut kontur silinder (deg)
$\mu$	viskositas dinamik udara ( $N.s/m^2$ )
$\nu$	viskositas kinematik ( $m^2/s$ )
$\frac{du_\infty}{dx}$	<i>gradient</i> kecepatan aliran bebas ( $s^{-1}$ )
$\frac{dp}{dx}$	gradien tekanan
$\frac{\partial u}{\partial y}$	gradien kecepatan terhadap sumbu y
$\frac{\partial T}{\partial y}$	gradien temperatur terhadap sumbu y
$\sigma$	luasan <i>free-flow/frontal</i> (m)
$\alpha$	sudut <i>rectangular obstacle</i> (deg)

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) <i>Condenser</i> untuk sistem pengkondisian udara ( <a href="http://www.karyergroup.com">http://www.karyergroup.com</a> ), (b) <i>evaporator</i> untuk pengkondisian udara pada industri ( <a href="http://www.colmaccoil.com">http://www.colmaccoil.com</a> ).....	1
Gambar 1.2 Macam-macam Tipe Permukaan <i>Fin</i> , (a) <i>Straight Fin</i> ( <a href="http://www.qats.com">http://www.qats.com</a> ) dan (b) <i>Wavy Fin</i> ( <a href="http://www.dolphinheattransfer.com">http://www.dolphinheattransfer.com</a> ).....	2
Gambar 2.1 Macam-macam <i>compact heat exchanger</i> ( <a href="http://www.china-ogpe.com">http://www.china-ogpe.com</a> ).....	7
Gambar 2.2 Boundary layer dan Separasi Pada Silinder (Incropera, 2002).....	8
Gambar 2.3 Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder (Incropera, 2002).....	9
Gambar 2.4 Pengaruh turbulensi terhadap separasi (Incropera, 2002).....	9
Gambar 2.5 Konfigurasi susunan <i>tube banks</i> , (a) <i>Aligned</i> , (b) <i>Staggered</i> ( Incropera, 2002).....	10
Gambar 2.6 Skema Perpindahan Panas Konveksi (Incropera, 2007).....	11
Gambar 2.7 <i>Nusselt number</i> lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal (Incropera, 2007).....	13
Gambar 2.8 <i>Heat transfer</i> dan <i>friction factor</i> untuk <i>circular tube- circular fin heat exchanger</i> , <i>surface</i> CF-7.0-5/8J (Incropera, 2007).....	19

Gambar 2.9 <i>Heat transfer</i> dan <i>friction factor</i> untuk <i>circular tube-continuous fin heat exchanger</i> , surface 8.0-3/8T (Incropera, 2007).....	20
Gambar 2.10 Distribusi Koefisien Konveksi Lokal Tube Terhadap Variasi <i>Reynolds number</i> (Chairunnisa, 2013).....	26
Gambar 2.11 Grafik nilai koefisien konveksi aliran dengan penambahan VG pada 10 kasus variasi, (a) ditinjau pada 1 <i>tube</i> dengan rentang $900 \leq Re \leq 1900$ , (b) pada keempat <i>tube</i> dengan $Re = 1134$ (Hu, dkk.2012).....	27
Gambar 2.12 Grafik bilangan <i>Nusselt</i> aliran dengan penambahan VG pada 10 kasus variasi, (a) ditinjau pada 1 <i>tube</i> dengan rentang $900 \leq Re \leq 1900$ , (b) pada keempat <i>tube</i> dengan $Re = 1134$ (Hu, dkk. 2012).....	27
Gambar 2.13 Domain computational (kiri), Geometri <i>Oval tube</i> dan VGs (Ramadhan, 2012).....	28
Gambar 2.14 Perbandingan Antara $Nu_{AV}$ dan $Re$ untuk <i>Baseline case</i> (tanpa LVGs) dan <i>Modified case</i> (dengan LVGs) (Ramadhan, 2012).....	29
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> tahapan penelitian dan simulasi studi numerik pengaruh penambahan <i>rectangular obstacle</i> pada <i>tube banks</i> tersusun <i>staggered</i> .....	33
Gambar 3.2 Geometri <i>plate-fin-circular tube</i> dengan adanya penambahan <i>rectangular obstacle</i> .....	34
Gambar 3.3 <i>Meshing</i> untuk <i>plate-fin-circular-tube</i> dengan penambahan <i>rectangular obstacle</i> untuk aliran 2 dimensi dengan bentuk <i>Quadrilateral-Map</i> , (a) $\alpha = 30^0$ , (b) $\alpha = 45^0$ dan (c) $\alpha = 60^0$ .....	36

- Gambar 4.1 Kontur kecepatan *tube banks* untuk  $Re = 1913$  pada, (a) model *baseline*, (b) model modifikasi dengan  $RO\ 30^\circ$ , (c) model modifikasi dengan  $RO\ 45^\circ$ , (d) model modifikasi dengan  $RO\ 60^\circ$  (*mapping* dengan *velocity magnitude* dalam m/s).....46
- Gambar 4.2 Visualisasi pola aliran pada *tube banks* dengan model *baseline* (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....47
- Gambar 4.3 Visualisasi *pathline* pada *tube banks* dengan model modifikasi, (a)  $RO\ 30^\circ$ , (b)  $RO\ 45^\circ$ , dan (c)  $RO\ 60^\circ$  (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....49
- Gambar 4.4 Visualisasi vektor kecepatan pada *tube banks* dengan model modifikasi, (a)  $RO\ 30^\circ$ , (b)  $RO\ 45^\circ$ , dan (c)  $RO\ 60^\circ$  (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....50
- Gambar 4.5 Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks*, (a) model *baseline*, (b) dengan penambahan  $RO\ \alpha = 30^\circ$ , (c) dengan penambahan  $RO\ \alpha = 45^\circ$ , (d) dengan penambahan  $RO\ \alpha = 60^\circ$  (*mapping* dengan *static temperature* dalam K).....53
- Gambar 4.6 Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks* model *baseline* baris pertama (*mapping* dengan *static temperature* dalam K).....54
- Gambar 4.7 Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model *Baseline*.....56
- Gambar 4.8 Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan  $RO$ ,  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$ .....59

- Gambar 4.9 Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan RO,  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  ..... 62
- Gambar 4.10 Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan RO,  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  ..... 64
- Gambar 4.11 Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  baris pertama..... 66
- Gambar 4.12 Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  baris kedua.....68
- Gambar 4.13 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan model *baseline*(tanpa penambahan RO), *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....71
- Gambar 4.14 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 30^\circ$ , *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....73
- Gambar 4.15 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 45^\circ$ , *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s).....75

- Gambar 4.16 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 60^\circ$ , insert (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)..... 77
- Gambar 4.17 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model *baseline* dan model dengan penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  pada *tube* baris pertama, insert (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)..... 79
- Gambar 4.18 Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model *baseline* dan model dengan penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  pada baris kedua, insert (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)..... 81
- Gambar 4.19 Rata-rata bilangan *Nusselt* lokal pada keempat baris *tube* untuk model *baseline* dan model dengan penambahan *rectangular obstacle* sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ ..... 82
- Gambar 4.20 Distribusi penurunan tekanan untuk model *baseline* dan model dengan penambahan *rectangular obstacle* sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ .....86



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Proses perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki temperatur berbeda dan dipisahkan oleh dinding padat banyak digunakan pada aplikasi *engineering*. Peralatan yang mendukung terjadinya perpindahan panas ini dikenal sebagai *heat exchanger*. Penggunaan *heat exchanger* pada sistem refrijerasi dan pengkondisian udara merupakan bentuk aplikasi dari alat penukar kalor. Kondensor dan evaporator seperti ditunjukkan pada gambar 1.1 (a) dan (b), merupakan contoh alat penukar kalor utama yang digunakan dalam sistem pengkondisian udara.

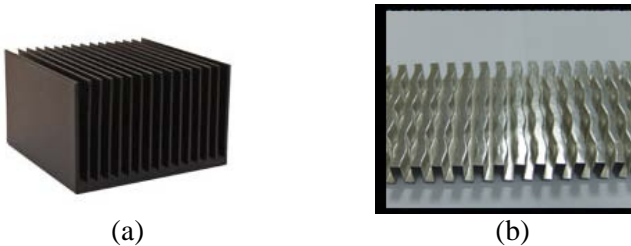


**Gambar 1.1** (a) *Condenser* untuk sistem pengkondisian udara (<http://www.karyergroup.com>), (b) *evaporator* untuk pengkondisian udara pada industri (<http://www.colmaccoil.com>)

Bentuk *plate finned-tube heat exchanger* merupakan tipe yang biasanya digunakan untuk memindahkan panas pada kondensor dan evaporator. Penukar panas ini termasuk pada jenis *compact heat exchanger*, yaitu penukar kalor yang biasanya digunakan ketika nilai perpindahan panas area permukaan per unit volume yang besar diinginkan dan minimal salah satu fluida kerjanya berfasa gas. Berdasarkan konfigurasi pipa-pipanya, penukar kalor ini terbagi menjadi dua tipe, yaitu tipe *aligned* dan tipe *staggered*. Hal yang membedakan tipe penukar kalor jenis kompak dengan penukar kalor tipe lain adalah adanya sirip atau *fin*, bagian berbentuk plat yang ditembus oleh pipa-pipa, yang

berbentuk rata (*straight fin*) atau bergelombang (*wavy*), seperti ditunjukkan pada gambar 1.2 (a) dan (b).

Kinerja dan efisiensi yang baik dibutuhkan dalam pengoperasian *plate finned-tube heat exchanger*. Performa termal penukar kalor dari refrijeran ke udara ditentukan oleh hambatan termal. Terdapat tiga hambatan termal yang bekerja, antara lain hambatan konveksi sisi udara, hambatan konduksi pada dinding dan hambatan konveksi sisi refrijeran. **Yadav, dkk. (2012)** dalam jurnalnya menyatakan bahwa kontribusi hambatan terbesar terjadi pada sisi udara, yaitu sebesar 76% pada evaporator dan 95% pada kondensor. Dilatarbelakangi oleh permasalahan ini, dilakukan usaha-usaha untuk meningkatkan perpindahan panas pada sisi udara.



**Gambar 1.2** Macam-macam Tipe Permukaan *Fin*, (a) *Straight Fin* (<http://www.qats.com>) dan (b) *Wavy Fin* (<http://www.dolphinheattransfer.com>)

Salah satu usaha yang dilakukan adalah dengan memodifikasi bentuk *fin* atau melakukan penambahan area pada permukaan plat dengan cara *stamping*, *embossing*, *punching* atau penempelan material. Penambahan *rectangular obstacle* merupakan modifikasi yang dilakukan pada plat penukar kalor. **Ramadhan (2012)** melakukan simulasi numerik untuk mengetahui pengaruh penambahan *rectangular longitudinal vortex generators* ( $LVG_s$ ) dan variasi *attack angle* pada *oval tube banks* yang tersusun secara *staggered* dengan nilai *Reynolds* yang berbeda. Dari penelitian ini diperoleh hasil bahwa bilangan *Nusselt* mengalami peningkatan pada model dengan penambahan *LVG* dibandingkan dengan model yang tidak diberi *LVG*.

Penelitian dengan memodifikasi permukaan *fin* juga dilakukan oleh **Chairunnisa** (2013). Peneliti melakukan studi numerik mengenai efek dari penambahan *Convergence Promoters* (CPs) pada *fin* penukar kalor. Hasil yang diperoleh merupakan grafik distribusi bilangan *Nusselt* dan koefisien konveksi pada posisi sepanjang kontur pipa setelah diolah dengan menggunakan aplikasi CFD. Kesimpulan dari studi ini adalah bilangan *Nusselt* kontur meningkat setelah dilakukan modifikasi pada *fin*. **Hu, dkk.** (2013) meneliti perpindahan panas dan struktur aliran dan perpindahan panas pada *circular tube banks*. Peneliti melakukan penelitian secara numerik untuk melihat pengaruh pemberian *vortex generator* terhadap perpindahan panas dan struktur aliran dengan variasi jarak *fin*, tinggi dan sudut *vortex generator*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai bilangan *Nusselt* meningkat setelah permukaan *fin* dimodifikasi dengan pemberian *vortex generator*.

Berdasarkan penelitian- penelitian yang telah dilakukan, dapat diketahui bahwa dengan melakukan modifikasi pada permukaan *fin* penukar kalor akan meningkatkan perpindahan panas pada sisi eksternal aliran. Hal ini diketahui melalui peningkatan bilangan *Nusselt* dan koefisien konveksi kontur permukaan *tube*. Namun, penelitian-penelitian tersebut belum banyak diterapkan pada komponen-komponen pengkondisian udara untuk kebutuhan rumah tangga dan perkantoran. Oleh karena itu perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk menganalisa peningkatan perpindahan panas dan karakteristik aliran pada komponen pengkondisian udara dengan memodifikasi permukaan *fin*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Perpindahan panas pada *tube banks* sangat dipengaruhi oleh konfigurasi peletakan *tubes* maupun jarak antar *fin*. Perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks* sebagian besar terjadi secara konveksi dan konduksi. Perpindahan panas secara konveksi yang terjadi pada bagian eksternal penukar kalor sering

kali mengalami ketidakefektifan dan mengakibatkan menurunnya performa kerja penukar kalor.

Penelitian terdahulu dilakukan dengan menganalisa upaya peningkatan perpindahan panas pada sisi eksternal, salah satunya adalah dengan menambahkan *obstacle* pada sisi *fin*. *Obstacle* dapat menghasilkan *vortex* longitudinal yang menghasilkan efek *swirl* atau olakan dan meningkatkan pencampuran partikel fluida pada daerah *downstream*. Aliran fluida yang mengalir melalui *tubes* menjadi lebih turbulen akibat adanya peningkatan kecepatan dan secara garis besar mampu meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal.

Adanya penelitian terdahulu menimbulkan suatu gagasan untuk melakukan penelitian mengenai peningkatan perpindahan panas dengan menggunakan *obstacle*. Pada penelitian ini digunakan metode numerik berbasis komputasi dengan simulasi pada model *compact heat exchanger* tipe *straight fin circular tube* dengan penambahan *rectangular obstacle* yang memiliki variasi sudut sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  diukur dari titik pusat pipa. Dengan penambahan *rectangular obstacle* yang diletakkan pada sudut-sudut tertentu memunculkan dugaan bahwa akan diperoleh hasil perpindahan panas yang paling baik di antara ketiga variasi ditinjau dari karakteristik aliran yang berupa distribusi kecepatan lokal dan bilangan *Nusselt* pada kontur permukaan *tube*.

### 1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah sehingga bahasan yang dilakukan tidak menyimpang dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Pemodelan *plate finned-tube heat exchanger* tanpa dan menggunakan *rectangular obstacle* dengan perbandingan  $l/D = 0,2$  dibuat dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 dan disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 dengan domain aliran dua dimensi

2. Fluida kerja yang mengalir pada celah antar fin berupa fluida panas (udara yang dimodelkan sebagai gas ideal), propertinya konstan dan yang mengalir pada *tube* berupa fluida dingin (Refrijeran-22)
3. Kondisi operasi diasumsikan *steady flow*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *inlet*
4. Perpindahan panas terjadi secara konveksi dan konduksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi
5. Posisi *obstacle* berbentuk *rectangular* pada kemiringan  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  diukur dari titik pusat *tube*.
6. Pada sisi inlet dikondisikan berupa *velocity inlet* dan *outflow* pada sisi outlet.
7. Perancangan tidak mengikutsertakan analisa ekonomi, metalurgi, dan manufaktur.

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  diukur dari titik pusat pipa terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *plate finned-tube heat exchanger* tersusun secara *staggered*. Secara kuantitatif ditinjau berdasarkan analisa distribusi *Nusselt number* lokal, distribusi kecepatan pada kontur permukaan *tube*, dan penurunan tekanan. Hasil secara kualitatif ditinjau berdasarkan analisa terhadap visualisasi kontur kecepatan, *pathline* kecepatan, vektor kecepatan dan kontur temperatur pada permukaan *tube banks*.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat terhadap semua pihak. Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Meningkatkan pengetahuan mengenai perpindahan panas dan karakteristik aliran, khususnya pada alat penukar panas

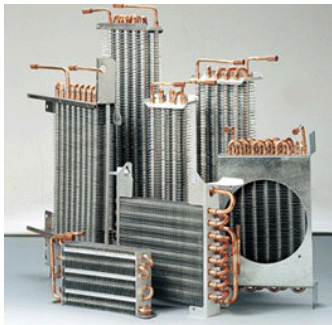
2. Meningkatkan pengetahuan terkait fenomena aliran secara analisa 2D karakteristik aliran dan perpindahan panas pada alat penukar panas lewat visualisasi aliran dengan bantuan perangkat lunak
3. Memberikan kontribusi terhadap pengembangan teknologi perancangan alat penukar panas demi terciptanya ketahanan energi nasional.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 *Compact Heat Exchanger*

*Heat exchanger* merupakan alat yang berfungsi untuk menukar panas, baik secara langsung maupun tidak langsung antara dua aliran fluida berbeda temperatur. Pada penukar kalor secara langsung, perpindahan kalor terjadi pada fluida tanpa disekat oleh permukaan benda padat, sedangkan pada perpindahan kalor secara tidak langsung merupakan perpindahan panas yang terjadi antara kedua fluida berbeda temperatur yang dipisahkan oleh benda padat.

Pada kebanyakan alat *Heating, Ventilating and Air Conditioning* (HVAC) atau alat pengkondisi udara, penukar kalor yang digunakan merupakan tipe pemindah kalor secara tidak langsung. Pipa-pipa bersirip pada bagian eksternal digunakan untuk meningkatkan area perpindahan panas dari refrigeran menuju udara yang mengalir secara bersilangan (*cross flow*). Macam-macam bentuk *compact heat exchanger* ditunjukkan pada gambar 2.1. Penukar kalor tipe kompak digunakan ketika dibutuhkan luas area perpindahan panas per volume yang cukup besar dan paling tidak satu fluida yang mengalir merupakan gas. Alat penukar kalor dikategorikan sebagai alat penukar kalor kompak bila luas permukaan efektif yang tersentuh oleh satu zat (fluida) per volume lebih besar dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .



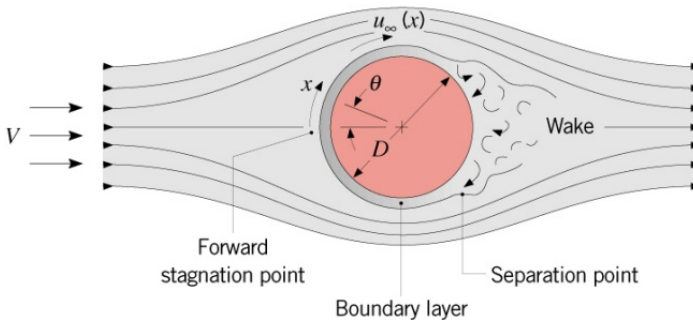
**Gambar 2.1** Macam-macam *compact heat exchanger*  
(<http://www.china-ogpe.com>)



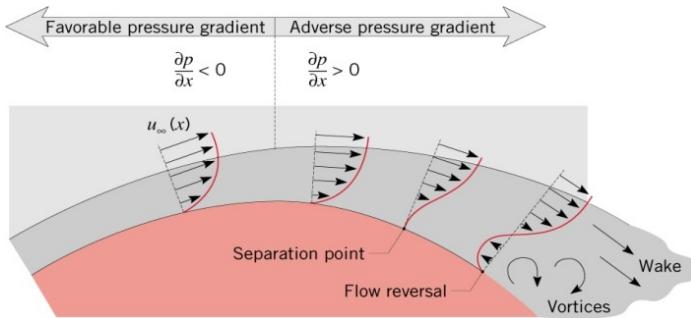
## 2.2 Konsep aliran eksternal fluida

### 2.2.1 Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal

Aliran eksternal melalui silinder tunggal dimana arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder, ditunjukkan pada gambar 2.2. Sesuai dengan gambar 2.2, berdasarkan persamaan Euler untuk aliran *inviscid*, kecepatan aliran fluida,  $u_\infty(x)$ , berbanding terbalik dengan tekanan pada kontur permukaan silinder,  $p(x)$ . Dimulai dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan  $u_\infty=0$ , fluida akan mengalami akselerasi karena *favorable pressure gradient* ( $du_\infty/dx > 0$  ketika  $dp/dx < 0$ ), mencapai kecepatan maksimum pada  $dp/dx = 0$ . Selanjutnya fluida mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient* ( $du_\infty/dx < 0$  ketika  $dp/dx > 0$ ). Saat fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan,  $\partial u/\partial y|_{y=0}$ , menjadi nol, seperti ditunjukkan pada gambar 2.3. Pada titik ini disebut sebagai titik separasi. Fluida di dekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan gradien tekanan sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju dan *wake* akan terjadi pada daerah ini dengan ditandai dengan adanya olakan yang tidak teratur.



**Gambar 2.2** *Boundary layer* dan Separasi Pada Silinder  
(Incropera, 2002)

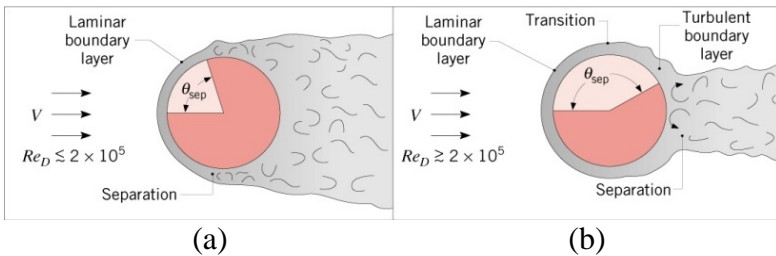


**Gambar 2.3** Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder (Incropera, 2002)

Terbentuknya lapis batas transisi dan posisi titik separasi tergantung pada bilangan *Reynolds*. Untuk silinder sirkular panjang dimana panjang karakteristiknya berupa diameter, bilangan *Reynolds* didefinisikan seperti pada persamaan 2.3.

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} = \frac{\bar{V} D}{\nu} \quad (2.3)$$

Dengan momentum aliran pada lapis batas turbulen lebih besar dibanding dengan lapis batas laminer maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi. Pada  $Re_D \leq 2 \times 10^5$ , lapis batas yang terbentuk tetap laminer dan separasi terjadi pada  $\theta \approx 80^\circ$  (gambar 2.4 (a)), akan tetapi pada  $Re_D \geq 2 \times 10^5$  sudah terbentuk lapis batas transisi dan separasi tertunda pada  $\theta \approx 140^\circ$  (gambar 2.4 (b)).

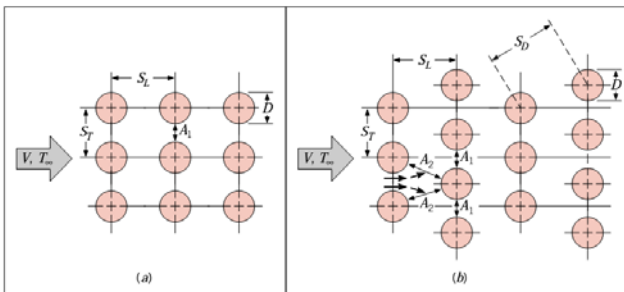


**Gambar 2.4** Pengaruh turbulensi terhadap separasi (Incropera, 2002)

### 2.2.2 Aliran Fluida Melintasi *Tube Banks*

*Tube banks* memiliki dua macam susunan pipa, yaitu susunan secara *staggered* dan susunan secara *aligned*, seperti ditunjukkan pada gambar 2.5 (a) dan (b). Fenomena aliran yang terjadi pada kedua jenis susunan *tube* tersebut memiliki perbedaan. Aliran fluida eksternal mengalir pada sisi sirip dan bagian sisi permukaan *tube* sehingga muncul karakteristik aliran masing-masing dari kedua aliran tersebut. Selain terdapat aliran melalui sisi eksternal *tube*, aliran juga melalui bagian internal *tube*.

Melihat konfigurasi *tube* pada gambar 2.5 (a) dan 2.5 (b), terdapat beberapa parameter yang mempengaruhi sifat aliran pada fluida. Pada barisan *tube* baik tersusun secara *staggered* maupun *aligned*, konfigurasi dikarakterisasi oleh diameter *tube* ( $D$ ) dan juga jarak taransversal ( $S_T$ ) serta jarak longitudinal ( $S_L$ ) yang diukur di antara dua diameter *tube*. Kondisi aliran pada susunan *tube* didominasi oleh efek separasi *boundary layer* dan interaksi *wake* yang kemudian mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi.



**Gambar 2.5** Konfigurasi susunan *tube banks*, (a) *Aligned*, (b) *Staggered* ( Incropera, 2002)

Aliran melintasi *tube* pada baris pertama pada *tube bank* serupa dengan aliran yang melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube*. Nilai koefisien konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris. Pada

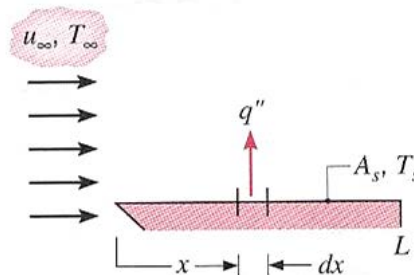
umumnya, koefisien konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris sampai kira-kira baris kelima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien konveksi. Untuk  $S_T$  (*Transversal Pitch*) dan  $S_L$  (*Longitudinal Pitch*) yang kecil, *tube* pada baris pertama akan menghalangi turbulensi aliran di baris berikutnya dan *heat transfer* akan berkurang karena sebagian besar permukaan *tube* tidak akan teraliri fluida utama.

## 2.3 Konsep perpindahan panas

### 2.3.1 Perpindahan panas konveksi

#### a. Konveksi pada plat datar

Perpindahan panas secara konveksi terjadi apabila terdapat perbedaan temperatur antara permukaan suatu benda padat dengan fluida bergerak yang melintas di atas permukaan tersebut. Gaya gesek terjadi antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda. Akibat adanya gaya gesek tersebut, fluida yang berada di permukaan benda menjadi diam, ( $u_{y=0} = 0$ ). Pada saat fluida mempunyai kecepatan nol, akan terjadi perpindahan panas dari benda ke fluida secara konduksi, sedangkan pada fluida yang bergerak, ( $u_y \neq 0$ ), terjadi proses perpindahan panas secara adveksi. Gabungan antara perpindahan panas secara konduksi dan adveksi inilah yang disebut dengan konveksi.



**Gambar 2.6** Skema Perpindahan Panas Konveksi (Incropera, 2007)

Dengan mendefinisikan koefisien perpindahan panas rata-rata,  $\bar{h}$ , maka perpindahan panas konveksi dinyatakan dengan hukum Pendinginan Newton melalui persamaan 2.3.

$$q = \bar{h} \cdot A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

Gambar 2.6 menjelaskan, untuk setiap jarak  $x$  dari titik stagnasi, perpindahan panas lokal didapatkan dengan persamaan 2.4.

$$q_s'' = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.5)$$

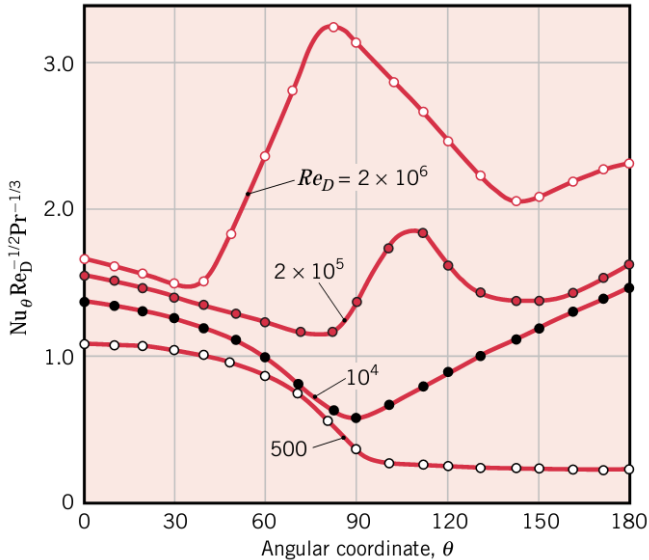
Persamaan ini dapat digunakan karena pada permukaan silinder, tidak ada gerakan fluida dan transfer energi hanya terjadi dengan konduksi. Dengan mengkombinasikan persamaan 2.4 dan persamaan 2.5, didapatkan koefisien perpindahan panas konveksi, seperti pada persamaan 2.6.

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (2.6)$$

Nilai  $h$  dan  $q''$  akan semakin turun dengan bertambahnya  $x$ . Hal ini dikarenakan semakin besar  $x$ , nilai  $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$  semakin kecil.

### **b. Konveksi pada silinder tunggal**

Konveksi pada silinder tunggal dipengaruhi secara dominan oleh kondisi alami perkembangan *boundary layer* pada permukaan. Sebuah eksperimen menghasilkan grafik antara sudut penampang silinder dengan variasi nilai *Nusselt number* yang dilakukan pada nilai *Reynolds number* yang berbeda-beda seperti ditunjukkan pada gambar 2.8 berikut:



**Gambar 2.7** Nusselt number lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal (Incropera, 2007)

Penjelasan gambar 2.7 dilakukan dengan mengambil salah satu nilai *Reynolds number*, misal  $Re_D = 2 \times 10^5$ . Dimulai dari titik stagnasi nilai *Nusselt* menurun dan memiliki nilai terendah pada  $\theta = 80^\circ$ . Nilai *Nusselt* meningkat setelah aliran mengalami separasi. Kenaikan nilai *Nusselt* diakibatkan adanya turbulensi fluida yang disebabkan oleh terbentuknya *vortex* pada daerah *wake*.

Berdasarkan sudut pandang perhitungan *engineering*, kondisi rata-rata keseluruhan cenderung lebih diperhatikan. Korelasi empiris menurut Hilpert (**Incropera, dkk. 2007**) yang digunakan untuk  $Pr \geq 0,7$  adalah sebagai berikut:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (2.7)$$

Dimana nilai  $C$  dan  $m$  ditentukan berdasarkan nilai *Reynold number* dan ditabelkan pada tabel 2.1 berikut:

**Tabel 2.1** Konstanta untuk persamaan 2.6 untuk silinder bulat pada *cross flow*

$Re_D$	C	M
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4,000	0,683	0,466
4,000-40,000	0,193	0,618
40,000-400,000	0,027	0,805

### c. Konveksi pada *tube banks*

Seperti telah disebutkan di atas, koefisien perpindahan panas ditentukan oleh posisi *tube* dalam susunan. Pada umumnya, koefisien rata-rata perpindahan panas untuk *tube banks* secara keseluruhan penting untuk diketahui. Untuk aliran udara yang melintasi *tube banks* yang tersusun jumlah barisnya 10 atau lebih ( $N_L \geq 10$ ), **Grimisson** dalam **Sweat, V.E.** (1976) menentukan korelasi dari persamaan 2.7 sebagai berikut.

$$\bar{N}u_D = C_1 Re_{D,Max}^m \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40.000 \\ Pr = 0,7 \end{array} \right] \quad (2.8)$$

Dimana nilai  $C_1$  dan  $m$  tercantum dalam tabel 2.2 dan nilai  $Re$  dapat dicari dengan persamaan 2.9,

$$Re_{D,Max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (2.9)$$

Perumusan umum yang biasa digunakan untuk mendapatkan hasil lebih akurat, perumusan dikalikan dengan  $1,13 Pr^{1/3}$ , sesuai persamaan berikut.

$$\bar{N}u_D = 1,13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right] \quad (2.10)$$

**Tabel 2.2** Konfigurasi Susunan *Tube* secara *staggered* untuk Aliran yang Melintasi *Tube Banks* yang terdiri dari 10 baris atau lebih

$S_L/D$	$S_T/D$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	$CI$	$M$	$CI$	$m$	$CI$	$m$	$CI$	$m$
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Semua properti dari persamaan di atas dievaluasi pada temperatur film. Jika  $N_L < 10$ , faktor koreksi yang diaplikasikan yaitu sesuai persamaan 2.10.

$$\bar{N}u_D \mid_{(N_L < 10)} = C_2 \bar{N}u_D \mid_{(N_L \geq 10)} \quad (2.11)$$

Dimana  $C_2$  tercantum dalam tabel 2.3 berikut

**Tabel 2.3** Faktor Koreksi  $C_2$  perumusan 2. 6 untuk  $N_L < 10$

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Aligned</i>	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
<i>Staggered</i>	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Bilangan *Reynolds* maksimum,  $Re_{D,max}$ , berkorelasi dengan kecepatan maksimum dari aliran yang melintasi *tube banks*. Untuk susunan secara *aligned*, kecepatan maksimum terjadi di  $A_1$ , sesuai dengan persamaan 2.11.

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

Sedangkan untuk susunan secara *staggered*, kecepatan maksimum dapat terjadi pada jarak transversal  $A_1$  dan jarak longitudinal  $A_2$ .



Hal ini dapat terjadi di  $A_2$ , jika jarak antar baris *tube* memenuhi syarat seperti persamaan 2.13.

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.13)$$

Dari fluida yang bergerak dari  $A_1$  ke  $A_2$ , maka  $V_{max}$  terjadi di  $A_2$  dengan syarat seperti pada persamaan 2.13.

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.14)$$

Maka, kecepatan maksimum pada susunan secara *staggered* di  $A_2$  sesuai persamaan 2.15.

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.15)$$

Aliran melingkupi pipa pada baris pertama dari *tube banks* memiliki karakteristik yang sama dengan silinder tunggal dengan aliran *cross flow*. Untuk baris pipa selanjutnya, aliran bergantung penuh terhadap susunan *tube banks*. Untuk susunan *staggered*, lintasan aliran utama lebih berliku-liku sehingga akan lebih banyak permukaan *tube* yang teraliri. Pada susunan *staggered*, kenaikan perpindahan panas dipengaruhi oleh tingkat liku aliran terutama pada angka *Reynolds* yang kecil ( $Re < 100$ ). Umumnya koefisien konveksi dari sebuah baris meningkat dengan peningkatan jumlah baris hingga kurang lebih baris kelima. Setelah baris kelima terjadi fenomena perubahan aliran turbulen yang rendah begitu pula dengan koefisien konveksi.

Lebih lanjut, **Zukauskas** dalam **Eckert dan Drake** (1972) menyatakan korelasi tersebut pada persamaan 2.16 berikut:

$$\bar{N}u_D = C \cdot Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right) \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \\ 0.7 \leq Pr \leq 500 \end{array} \right] \quad (2.16)$$

**Tabel 2.4** Konstanta untuk Persamaan 2.16 untuk *staggered tube banks* pada *cross flow*

Konfigurasi	$Re_{D,max}$	C	m
<i>Staggered</i>	$10-10^2$	0,90	0,40
<i>Staggered</i> ( $S_T/S_L > 0.7$ )	$10^2-10^3$	0,27	0,63
<i>Staggered</i> ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	$0,35(\frac{S_T}{S_L})^{1/5}$	0,60
<i>Staggered</i> ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	0,40	0,60
<i>Staggered</i>	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0,022	0,84

Seluruh *properties* dihitung pada temperatur rata-rata antara temperatur inlet dan outlet, kecuali  $Pr_s$  dihitung pada kondisi temperatur permukaan dan nilai  $C$  serta  $m$  dituliskan pada tabel 2.4. Jika  $N_L < 20$ , diaplikasikan faktor koreksi  $C_2$  yang ditunjukkan pada tabel 2.5 dengan persamaan berikut.

$$\bar{N}u_D \mid_{(N_L < 10)} = C_2 \bar{N}u_D \mid_{(N_L \geq 10)} \quad (2.17)$$

**Tabel 2.5** Faktor Koreksi  $C_2$  perumusan 2. 6 untuk  $N_L < 10$

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<i>Aligned</i>	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
<i>Staggered</i>	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

### 2.3.2 Perpindahan Panas pada *Compact heat exchanger*

Analisa perpindahan panas pada *compact heat exchanger* telah banyak dilakukan. Konfigurasi *tube* dan plat yang berbeda desain dan susunannya menunjukkan karakteristik perpindahan panas yang berbeda pula. **Kays dan London** dalam **Incropera, dkk.** (2007)., menggunakan 2 konfigurasi fin berbeda, yaitu *tube banks* dengan fin tidak kontinyu dan fin kontinyu untuk mengetahui perpindahan panas pada *compact heat exchanger*.

Hasil perpindahan panas pada penukar kalor jenis kompak berhubungan dengan istilah *Colburn j factor* (pers. 2.17) dan *Reynolds number* (pers. 2.18), dimana untuk *Stanton number*

(pers. 2.19) dan *Reynolds number*, keduanya berbasis pada nilai kecepatan massa maksimum,  $G$ .

$$\text{Colburn } j \text{ factor} : j_H = St \cdot Pr^{2/3} \quad (2.18)$$

$$\text{Reynold number} : Re = \frac{G Dh}{\mu} \quad (2.19)$$

$$\text{Stanton number} : St = \frac{h}{G C_p} \quad (2.20)$$

$$G = \rho V_{max} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (2.21)$$

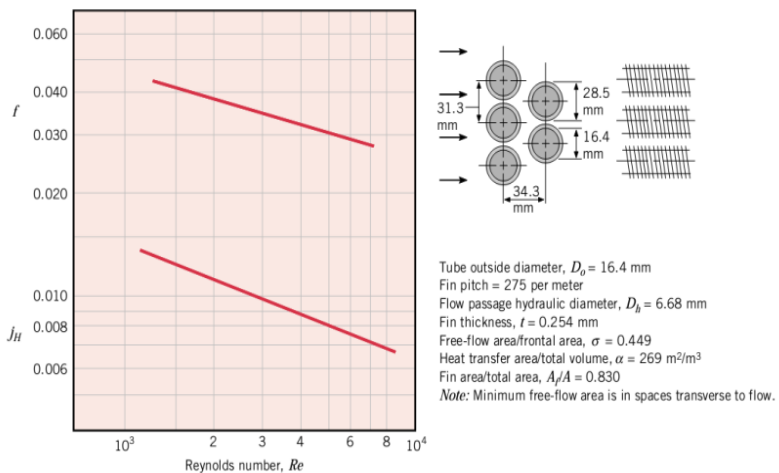
Nilai  $\sigma$  adalah rasio dari area minimal aliran bebas dari laluan fin,  $A_{ff}$  terhadap area luasan depan,  $A_{fr}$  dari penukar kalor. Nilai  $\sigma$ ,  $Dh$  (diameter hidrolis dari laluan aliran),  $\alpha$  (area permukaan perpindahan panas per total volume penukar kalor),  $A/A$  (rasio dari *fin* terhadap area permukaan perpindahan panas) dan parameter geometri ditunjukkan untuk setiap konfigurasi pada gambar 2.8 dan 2.9. Gambar 2.8 menunjukkan karakteristik aliran yang dinyatakan dengan *Fanning-friction factor* ( $f$ ) dan perpindahan panas yang dinyatakan dengan nilai *j-Colburn* ( $j_H$ ) terhadap bilangan *Reynolds* untuk *tube banks* dengan bentuk *fin* tidak kontinyu, serta gambar 2.9 untuk *tube banks* dengan bentuk *fin* kontinyu.

*Pressure drop* yang bersesuaian dengan aliran melalui *finned-tube banks*, seperti pada gambar 2.12 dan 2.13 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.22.

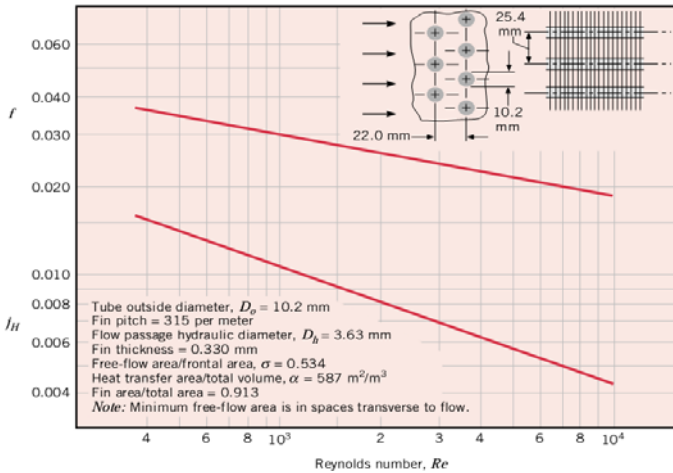
$$\Delta p = \frac{G^2 v_i}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (2.22)$$

Dimana  $v_i$  dan  $v_o$  adalah nilai volume spesifik fluida masuk dan fluida keluar dan  $v_m = (v_i + v_o)/2$ . Persamaan sisi kanan tanda sama dengan dari persamaan 2.22 merupakan efek kumulatif dari perubahan tekanan akibat percepatan dan perlambatan fluida *inviscid* pada sisi masuk dan keluar penukar kalor. Efek ini

bersifat *reversible*, dan jika variasi kerapatan fluida diabaikan ( $v_o \approx v_i$ ), persamaan ini diabaikan. Suku kedua untuk kerugian akibat gesekan fluida pada inti penukar kalor, dengan kondisi berkembang penuh diasumsikan muncul pada sepanjang inti. Untuk konfigurasi inti yang telah diketahui, faktor gesekan diketahui sebagai fungsi dari bilangan *Reynolds* dan untuk ukuran penukar kalor yang telah ditentukan, perbandingan area dapat dievaluasi melalui hubungan  $(A/A_{ff}) = (\alpha V/\sigma A_{fr})$ , dimana  $V$  adalah volume total penukar kalor.



**Gambar 2.8** Heat transfer dan friction factor untuk circular tube-circular fin heat exchanger, surface CF-7.0-5/8J (Incropera, 2007)



**Gambar 2.9** Heat transfer dan friction factor untuk circular tube-continuous fin heat exchanger, surface 8.0-3/8T (Incropera, 2007)

### 2.3.3 Penurunan Tekanan pada Compact Heat Exchanger

Penurunan tekanan atau *pressure drop* ( $\Delta P$ ) merupakan fenomena yang pasti terjadi pada *compact heat exchanger*. Fluida dapat mengalir pada sisi eksternal *tube banks* disebabkan oleh adanya perbedaan nilai tekanan pada sisi inlet dan outlet. **Fox, R.W., Pritchard, P.J., dan McDonald, A.T.**(2010) menyatakan dalam bukunya bahwa peristiwa yang terjadi pada model yang mengalami perubahan luas penampang aliran fluida akan mengalami 2 hal, yaitu perubahan tekanan dan perubahan kecepatan pada sisi inlet dan outlet. Hubungan ini dirumuskan dengan persamaan *Bernoulli* yang merupakan penurunan dari persamaan Momentum.

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = constant \quad (2.23)$$

Persamaan 2.23 berlaku untuk permasalahan dengan batasan :

- 1) Aliran tunak

- 2) Tidak ada gesekan
- 3) Fluida mengalir sepanjang *streamline*
- 4) Aliran Inkompresibel

Dimana:

$P$  = Tekanan (Pa)

$\rho$  = Massa Jenis Fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  = Kecepatan Fluida (m/s)

$g$  = Gaya Gravitasi Bumi =  $9,8 \text{ m/s}^2$

$z$  = Ketinggian *control volume* (m)

Oleh karena pada *tube banks* tidak mengalami perubahan elevasi, maka suku  $gz$  diabaikan, sehingga persamaan menjadi:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.24)$$

Dengan kondisi  $P_1 > P_2$  dan  $V_1 < V_2$ , maka diperoleh perumusan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ):

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (2.25)$$

## 2.4 Deskripsi Tentang RANS *Turbulence Model*

- **Realizable  $k$ - $\varepsilon$** : Variasi pemodelan dari standard  $k$ - $\varepsilon$  model. Pemodelan turbulensi yang baik dalam memprediksi tekanan statis dinding. Hal ini karena *error* yang terjadi pada model tersebut paling kecil. Pada jenis pemodelan ini paling cocok untuk memprediksi laju penyebaran pancaran *nozzel/jet*. Model ini juga memberikan performa yang bagus untuk aliran yang melibatkan putaran, lapisan batas yang mempunyai gradien tekanan yang besar, separasi dan resirkulasi
- **RNG (*Renormalization-group*)  $k$ - $\varepsilon$** : Variasi pemodelan dari *standard  $k$ - $\varepsilon$*  model. Model ini sangat signifikan untuk mengubah dalam persamaan  $\varepsilon$  sehingga dapat memperbaiki untuk model yang mempunyai *highly strained flows*. Dalam model ini juga dapat digunakan untuk aliran yang mempunyai  $Re$  yang rendah dan untuk memprediksi aliran yang

mempunyai efek *swirling*.

- **RSM (Reynold steress model):** Merupakan model turbulensi yang paling teliti pada fluent. Model RSM mendekati persamaan Navier-Stokes (*Reynolds-averaged*) dengan menyelesaikan persamaan transport. Model ini menggunakan 5 persamaan transport, lebih banyak dibanding model turbulensi yang lain.
- **Spalart–Allmaras:** Merupakan model turbulensi dengan satu persamaan yang menyelesaikan model persamaan *transport* untuk viskositas turbulen. Model ini didesain secara khusus untuk aplikasi *aerospace* yang melibatkan *wall-bounded flows* dan telah menunjukkan hasil yang baik untuk lapisan batas yang dipengaruhi *adverse pressure gradient*. Bentuk dasar model spalart – allmaras hanya efektif pada model dengan bilangan Reynolds yang kecil. Model ini dapat digunakan untuk simulasi yang relatif kasar dengan ukuran *mesh* yang besar, dimana perhitungan aliran turbulen yang akurat bukan merupakan hal yang kritis.
- **Standard  $k-\varepsilon$ :** Pemodelan yang menggunakan persamaan transport untuk *turbulent kinetic energy* ( $k$ ) dan *dissipation rate* ( $\varepsilon$ ) . Model ini juga dapat menyelesaikan untuk *heating*, *buoyancy*, and *compressibility* yang dapat diselesaikan dalam  $k-\varepsilon$  model yang lainnya. Model tidak cocok untuk aliran kompleks yang meliputi *stong stream curvature* dan *separation*.
- **Standard  $k-\omega$ :** Pemodelan yang menggunakan dua persamaan transport model untuk *turbulent kinetic energy* ( $k$ ) dan *spessific dissipation rate* ( $\omega$ ). Pemodelan ini juga dapat digunakan untuk aliran yang memiliki  $Re$  yang rendah. Pemodelan ini juga dapat menampilkan transisi aliran dari aliran laminar menuju aliaran turbulen. Keuntungan lainnya adalah dapat menghitung *free shear* dan aliran *compressible*.
- **SST (Shear-stress transport)  $k-\omega$ :** Variasi dari pemodelan standard  $k-\omega$ . Mengkombinasikan pemodelan asli untuk menggunakan *near wall treatment* dan standard  $k-\varepsilon$  model.

## 2.5 Parameter Pada Kondisi Batas

- **Cell Zone, Fluid:** kondisi ini digunakan pada kontinum model yang didefinisikan sebagai fluida dan sebagai media berpori. Data yang harus dimasukkan hanya material fluida. Kondisi batas ini digunakan untuk kasus aliran periodik secara rotasional.
- **Cell Zone, Solid:** kondisi ini digunakan pada kontinum model yang didefinisikan sebagai padatan dan heat generation rate pada kontinum solid. Data yang harus dimasukkan hanya material padatan. Kondisi batas ini digunakan untuk kasus aliran periodik secara rotasional.
- **Dinding (Wall):** kondisi batas ini digunakan sebagai dinding untuk aliran fluida dalam saluran atau dapat disebut juga sebagai dinding saluran. Kondisi batas ini digunakan juga sebagai pembatas antara daerah fluida (cair dan gas) dan padatan.
- **Mass Flow Inlet:** pada kondisi batas ini harus dimasukkan data laju aliran massa atau fluks massa, temperatur fluida (apabila mengaktifkan persamaan energi), tekanan *gauge* pada sisi masuk, arah aliran dan besaran turbulensi. Nilai tekanan *gauge* tersebut sebenarnya hanya akan digunakan sebagai tebakan awal oleh Fluent dan akan dikoreksi sendiri sejalan dengan proses iterasi.
- **Inlet Vent dan Outlet Vent:** kondisi batas ini digunakan untuk model saluran masuk/keluar aliran dimana terdapat peralatan ventilasi di sisi saluran masuk/keluar yang dapat menimbulkan kerugian tekanan pada aliran. Data yang dimasukkan sama seperti pada kondisi batas *pressure outlet/pressure inlet*.
- **Intake Fan dan Exhaust Fan:** kondisi batas ini digunakan untuk model saluran masuk/keluar aliran dimana terdapat fan blower disisi luar saluran masuk/keluar untuk menghembuskan/menghisap fluida di dalam saluran. Data yang dimasukkan sama seperti pada kondisi batas *pressure outlet/pressure inlet*.
- **Kondisi Batas Internal:** yang termasuk kondisi batas



internal antara lain adalah fan, radiator, porous jump, interior. Kondisi batas ini digunakan untuk bidang yang berada di tengah medan aliran dan tidak mempunyai ketebalan.

- **Outflow:** kondisi batas ini digunakan apabila data aliran pada sisi keluar tidak diketahui sama sekali. Data pada sisi keluar diekstrapolasi dari data yang ada pada aliran sebelum mencapai sisi keluar. Tidak perlu memasukkan data apapun pada kondisi batas ini, namun kondisi harus *incompressible flow*
- **Periodic:** kondisi batas periodik juga digunakan untuk mengurangi daya komputasi pada kasus tertentu. Kondisi batas ini hanya dapat digunakan pada kasus yang mempunyai medan aliran dan geometri yang periodik, baik secara translasi atau rotasi.
- **Pressure Inlet:** pada kondisi batas ini harus dimasukkan data tekanan total (absolut), tekanan *gauge*, temperatur, arah aliran dan besaran turbulen. Tekanan total yang dimaksud di sini merupakan penjumlahan dari nilai tekanan operasi dan tekanan *gauge*.
- **Pressure Outlet:** kondisi batas ini dipakai pada sisi keluar fluida dan data tekanan pada sisi keluar diketahui atau minimal dapat diperkirakan mendekati sebenarnya. Pada kondisi batas pressure outlet harus memasukkan nilai tekanan statik, temperatur aliran balik (backflow) dan besaran turbulen aliran balik.
- **Pressure Far Inlet:** digunakan untuk memodelkan aliran kompressibel *free stream* yang mempunyai dimensi yang sangat panjang (jarak antara inlet dan outlet jauh sekali). Kondisi batas ini berada pada sisi keluar aliran. Besaran yang harus dimasukkan adalah tekanan gauge, bilangan *Mach*, temperatur aliran (jika melibatkan temperatur/energi), arah aliran dan besaran turbulensi pada sisi keluar.
- **Porous Media:** *Porous zone* merupakan pemodelan khusus dari zona fluida selain padatan dan fluida. Digunakan untuk memodelkan aliran yang melewati media berpori dan tahanan terdistribusi.

- **Symmetry dan Axis:** kedua kondisi batas ini digunakan untuk mengurangi daya komputasi yang dibutuhkan pada suatu kasus. Pada panel kondisi batas untuk kedua kondisi batas ini tidak ada input data yang diperlukan.
- **Velocity Inlet:** kondisi batas ini digunakan untuk mendefinisikan kecepatan aliran dan besaran skalar lainnya pada sisi masuk aliran. Kondisi batas ini hanya digunakan untuk aliran *incompressible*

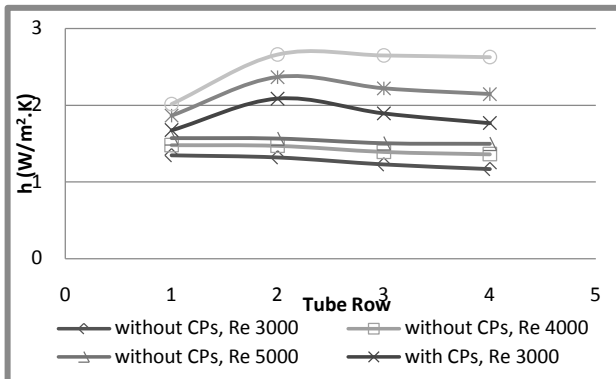
## 2.6 Penelitian Terdahulu

Telah banyak dilakukan penelitian mengenai perpindahan panas pada *tube banks* yang dipengaruhi oleh penambahan *obstacle*. **Chairunnisa** (2013), melakukan penelitian pada *tube banks* tersusun *staggered*. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengamati fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks* dengan pemberian *convergence promoters* (CPs) dan *tube banks* yang tidak diberi CPs. Dalam melakukan penelitian, peneliti melakukan variasi terhadap bilangan *Reynolds* berbasis diameter pipa, yaitu sebesar 3000, 4000 dan 5000, dengan ukuran CPs,  $\ell/D = 0.25$ . Penelitian ini diselesaikan dengan metode numerik menggunakan perangkat lunak GAMBIT versi 2.4.6 dan FLUENT versi 6.3.26.

Dari penelitian ini ditunjukkan adanya peningkatan perpindahan panas pada model dengan penambahan CPs yang ditandai dengan peningkatan bilangan *Nusselt* sebesar 47- 63% dibandingkan model tanpa penambahan CPs. Nilai koefisien konveksi rata-rata yang dihasilkan dari model dengan penambahan CPs menunjukkan peningkatan sebesar 47-63% dibandingkan tanpa menggunakan CPs. Kesimpulan ini dapat dilihat pada gambar 2.10 yang menunjukkan bahwa nilai bilangan *Nusselt* untuk model dengan menggunakan CPs seiring dengan peningkatan bilangan *Reynolds*.

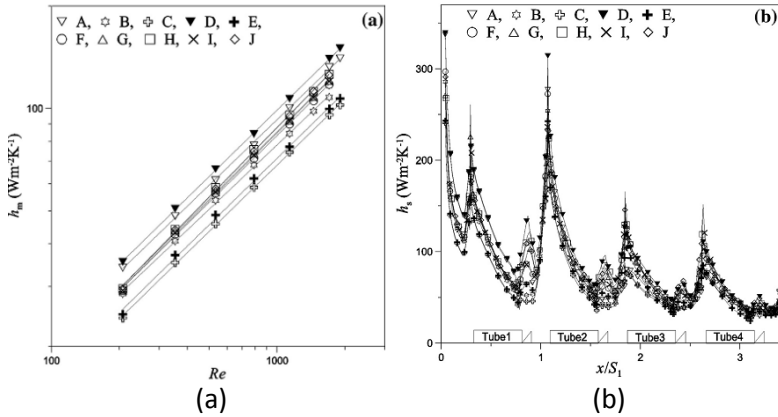
Penelitian juga dilakukan oleh **Hu, dkk** (2012) yang bertujuan untuk mengkaji modifikasi permukaan fin dan pengamatan struktur aliran, efek dari adanya penambahan *vortex generators*. Diketahui bahwa penambahan *Vortex Generators*

(VG) akan membentuk aliran sekunder sehingga perpindahan panas meningkat. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan jarak antar fin sebesar 1,5 mm, 2 mm dan 2,5 mm, tinggi VG sebesar 1,5 mm, 1,75 mm dan 2 mm, serta sudut serang VG sebesar  $20^\circ$ ,  $35^\circ$  dan  $45^\circ$ .

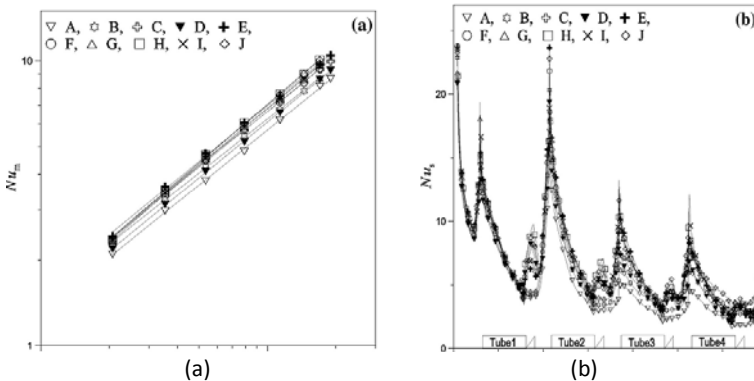


**Gambar 2.10** Distribusi Koefisien Konveksi Lokal *Tube* Terhadap Variasi *Reynolds number* (Chairunnisa, 2013)

Dari penelitian ini diperoleh karakteristik dan perpindahan panas pada aliran fluida yang ditunjukkan melalui grafik hubungan koefisien konveksi ( $h$ ) dan bilangan *Nusselt* pada variasi di atas serta variasi bilangan *Reynolds* pada rentang  $900 \leq Re \leq 1900$  dan ketika kondisi bilangan *Reynolds* tetap pada nilai 1134 seperti ditunjukkan pada gambar 2.11 (a) yang menunjukkan nilai koefisien konveksi terbesar terjadi pada variasi untuk bilangan *Reynolds* yang berbeda dan gambar 2.11 (b) yang menunjukkan nilai koefisien konveksi untuk tiap *tube* terbesar pada variasi sudut  $35^\circ$ , jarak antar *fin* sebesar 1,5 mm dan tinggi VG sebesar 1,5 mm. Gambar 2.12 (a) menunjukkan nilai *Nusselt* terbesar pada variasi untuk nilai *Reynolds* yang berbeda dan gambar 2.12 (b) yang menunjukkan nilai koefisien konveksi untuk tiap *tube* terbesar pada variasi sudut  $35^\circ$ , jarak antar *fin* sebesar 2 mm dan tinggi VG sebesar 2 mm sebagai berikut.



**Gambar 2.11** Grafik nilai koefisien konveksi aliran dengan penambahan VG pada 10 kasus variasi, (a) ditinjau pada 1 *tube* dengan rentang  $900 \leq Re \leq 1900$ , (b) pada keempat *tube* dengan  $Re = 1134$  (Hu, dkk. 2012)



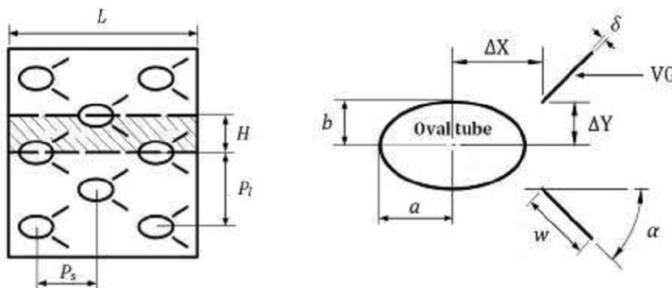
**Gambar 2.12** Grafik bilangan *Nusselt* aliran dengan penambahan VG pada 10 kasus variasi, (a) ditinjau pada 1 *tube* dengan rentang  $900 \leq Re \leq 1900$ , (b) pada keempat *tube* dengan  $Re = 1134$  (Hu, dkk. 2012)

Berdasarkan grafik diatas, **Hu, dkk.**, menarik kesimpulan bahwa intensitas aliran sekunder yang sama dihasilkan seiring dengan penambahan tinggi VG atau konfigurasi lain seperti

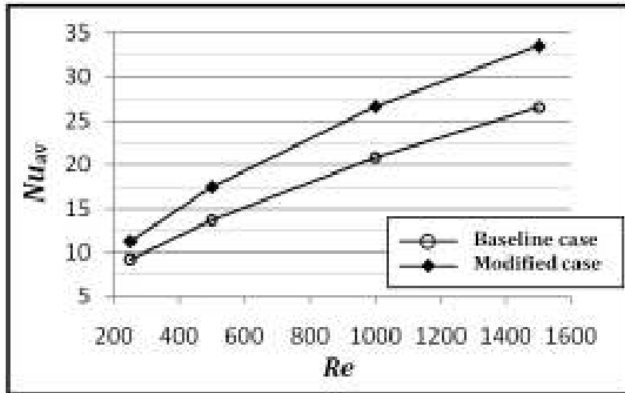
penambahan besar sudut serang VG, sehingga diperoleh intensitas perpindahan panas yang sama. Di samping itu, intensitas dari aliran sekunder berhubungan dengan nilai *Reynolds* dan konfigurasi VG dan jarak *fin*.

**Ramadhan** (2012) melakukan penelitian yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh dari parameter – parameter yang berbeda dari *Vortex Generator* (VGs) pada *heat exchanger* dan karakteristik aliran fluida pada susunan *oval-tube heat exchanger*, dengan geometri pemodelan ditunjukkan pada gambar 2.13. Pada penelitian tersebut diamati efek-efek dari bilangan *Reynolds* (pada rentang 250–1500), posisi peletakan *vortex generators* ( $30^\circ$  dan  $45^\circ$ ).

Pada tiga baris *tube banks* yang tersusun secara *staggered* menunjukkan adanya peningkatan *overall Nu<sub>AV</sub> number* sebesar 10-20,4% untuk kasus  $30^\circ$  dan 10,4–27,7% untuk kasus  $45^\circ$ . Berdasarkan koefisien rata-rata gesekan aliran pada permukaan,  $C_f$ , pada *oval tube* pertama, kedua, dan ketiga masing-masing mengalami peningkatan sebesar 33,3%, 65,6%, dan 60,5% dan ketika posisi LVGs pada kemiringan  $30^\circ$  dan  $45^\circ$  juga mengalami peningkatan  $C_f$  masing-masing sebesar 36,4%, 85%, dan 94,7%. Secara kualitatif hasil penelitian ini ditampilkan pada gambar 2.14 yang menunjukkan grafik bilangan *Nusselt* fungsi bilangan *Reynolds*.



**Gambar 2.13** Domain computational (kiri), Geometri *Oval tube* dan VGs (**Ramadhan, 2012**)



**Gambar 2.14** Perbandingan Antara  $Nu_{AV}$  dan  $Re$  untuk *Baseline case* (tanpa LVGs) dan *Modified case* (dengan LVGs) (Ramadhan, 2012)

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB III METODE PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan penelitian dan studi numerik mengenai pengaruh penambahan *rectangular obstacle* terhadap perpindahan panas pada *plate-fin-and-tubes heat exchanger*, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, antara lain :

1. Studi Kasus

Permasalahan yang diangkat merupakan usaha untuk meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada *plate-fin-and-tubes heat exchanger*, khususnya pada kondensor *air conditioning* (AC) yang diperoleh dari katalog kondensor tipe 1635 produksi Karyer, Turki.

2. Studi Literatur

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks* baik menggunakan maupun tidak menggunakan *obstacle*, serta studi literatur mengenai simulasi perpindahan panas melalui *tube banks*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, buku-buku, jurnal, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan permasalahan.

3. Pemodelan dan Simulasi

Tahapan ini dimulai dengan *pre-processing* yaitu pembuatan geometri dan penentuan *domain* dari *tube banks* menggunakan perangkat lunak GAMBIT. Selanjutnya dilakukan *processing* berupa proses simulasi dari domain sistem yang telah dibuat. Pada akhir simulasi dilakukan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa distribusi bilangan *Nusselt*, kecepatan *outlet* dan *pressure drop*. Untuk proses *processing* dan *post-processing* dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT.

4. Pengolahan dan Analisa Data Hasil Simulasi

Setelah proses simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data tersebut ditampilkan dalam bentuk kontur



dan *pathline* untuk dianalisa secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk grafik atau tabel sehingga dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut, dapat dibahas fenomena aliran dan karakteristik hasil perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks*.

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

### 3.2 Flowchart Penelitian

Suatu kerangka atau diagram alir (*flowchart*) dari tahapan penelitian dapat mempermudah proses penelitian dan simulasi yang akan dilakukan. Gambar 3.1 menggambarkan *flowchart* dari tahapan penelitian mengenai simulasi pengaruh penambahan *rectangular obstacle* pada *plate-fine-and-tube heat exchanger*.

### 3.3 Tahapan Pemodelan dan Simulasi

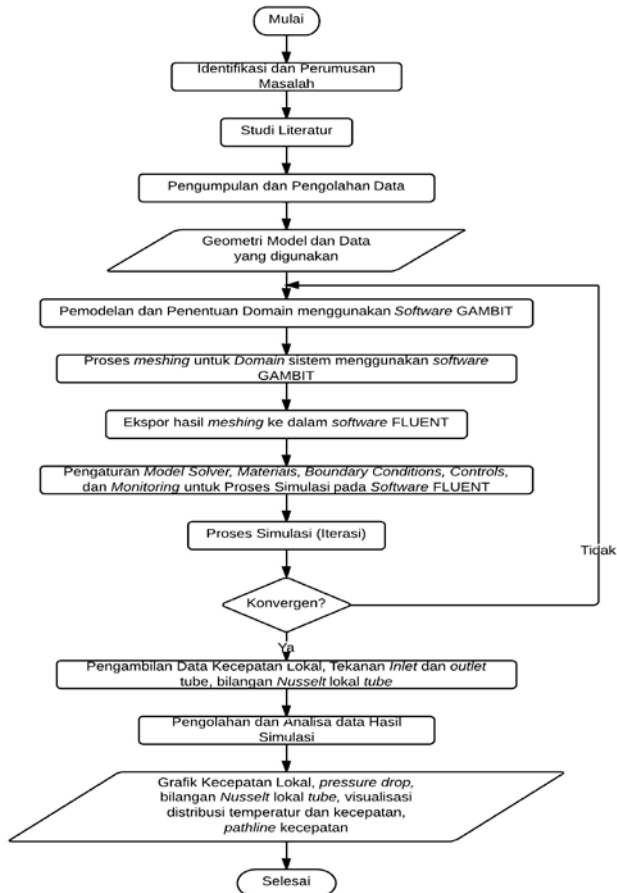
Pada penelitian ini akan dibandingkan hasil simulasi numerik pada *tube banks* dengan menambahkan *rectangular obstacle* menggunakan 3 variasi sudut *obstacle* ( $\alpha$ ) yang berbeda, yaitu  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  terhadap titik pusat *tube*. Simulasi numerik adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*, dilanjutkan proses iterasi atau pengulangan sampai tercapainya konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan yang signifikan. Pada proses numerik terbagi menjadi 3 tahapan, yakni *Pre- Processing*, *Processing*, dan *Post-Processing*.

#### 3.3.1 Pre-processing

*Pre-processing* merupakan proses awal simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Proses ini dilakukan dengan membuat geometri dan menentukan *domain* dari benda yang akan diteliti. Adapun tahapan *pre-processing* terdiri atas beberapa sub-tahapan, antara lain:

1. Pembuatan model,
2. Pembuatan *meshing*,
3. Penentuan *boundary condition* yang digunakan.

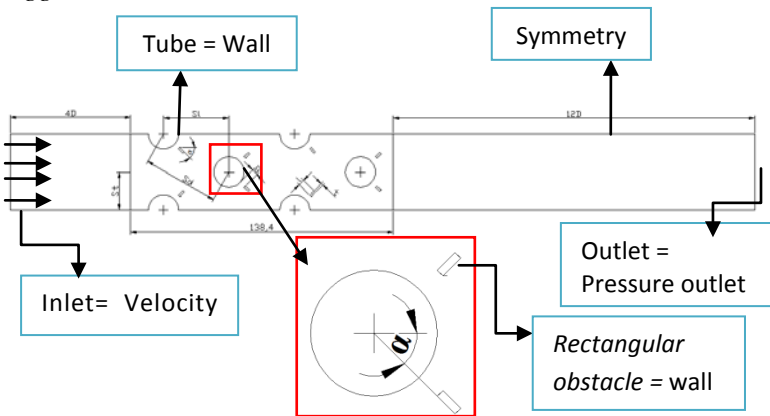
Keseluruhan sub-tahapan diatas dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6.



**Gambar 3.1** Flowchart tahapan penelitian dan simulasi studi numerik pengaruh penambahan *rectangular obstacle* pada *tube banks* tersusun *staggered*

### 1. Pembuatan Model

Model awal yang akan dibuat adalah *compact heat exchanger* tipe *plate-fin-circular-tube heat exchanger* tanpa atau dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut *obstacle* sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  seperti ditunjukkan pada gambar 3.2, serta rincian dimensi tercantum pada tabel 3.1. Pemodelan *tube banks* dilakukan dengan menggunakan 4 buah *tubes* tersusun *staggered*.



**Gambar 3.2** Geometri *plate-fin-circular tube* dengan adanya penambahan *rectangular obstacle*

**Tabel 3.1** Geometri *Compact Heat Exchanger Tipe Plate Fin Circular Tube*

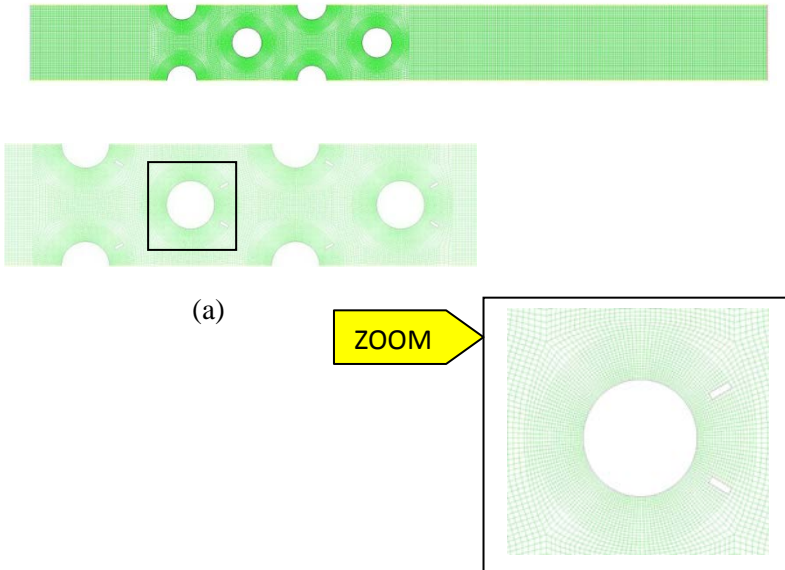
Dimensi	Nilai
<i>Tube</i>	
Diameter luar <i>tube</i> (mm)	15,88
Jarak Transversal ( $S_T/D$ )	2,519
Jarak Longitudinal ( $S_L/D$ )	2,179
Jarak Diagonal ( $S_D/D$ )	2,517
Jumlah baris <i>tube</i>	4
<i>Fin</i>	
Panjang arah aliran udara (mm)	399,41

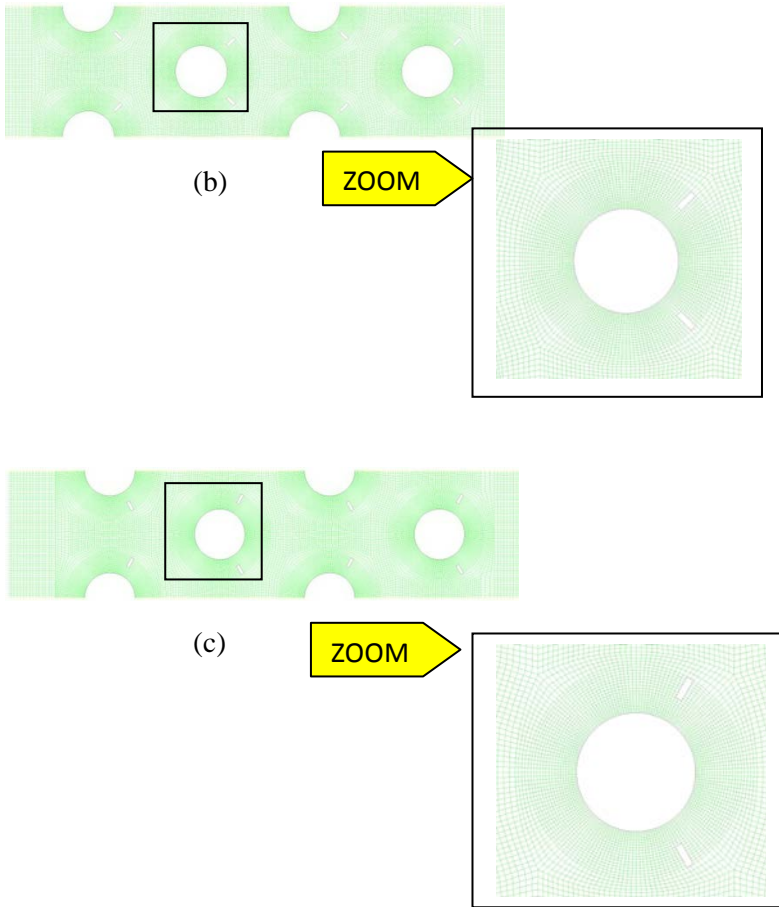
Lanjutan tabel 3.1

<i>Rectangular Obstacle</i>	
Sudut ( $\alpha$ )	$30^\circ, 45^\circ$ dan $60^\circ$
Lebar, $t$ (mm)	1
Panjang, $l$ (mm)	3,176
Jarak <i>obstacle</i> dengan <i>tube</i> (g/St)	0,08

## 2. Pembuatan *Meshing*

Pembuatan *meshing* dilakukan pada *domain* sistem untuk aliran fluida di dalamnya. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *quadrilateral-map*. Fenomena dan karakteristik aliran yang dianalisa secara spesifik adalah daerah celah antar *fin* (*tube* dan *rectangular obstacle*). *Meshing* untuk pemodelan 2D *compact heat exchanger* tipe *plate-fin-circular-tube* untuk model dengan penambahan *rectangular obstacle* ditunjukkan pada gambar 3.3 berikut.





**Gambar 3.3** Meshing untuk *plate-fin-circular-tube* dengan penambahan *rectangular obstacle* untuk aliran 2 dimensi dengan bentuk *Quadrilateral-Map*, (a)  $\alpha = 30^\circ$ , (b)  $\alpha = 45^\circ$  dan (c)  $\alpha = 60^\circ$

### 3. Penentuan *boundary condition*

Setelah geometri dan *domain* dibuat, dilakukan penentuan *boundary conditions*. Kondisi batas yang ditentukan untuk pemodelan diinformasikan pada tabel 3.4. Setelah proses *meshing* dan penentuan *boundary conditions*, geometri model disimpan

dan di-*export* ke bentuk format \*.msh agar dapat terbaca oleh perangkat lunak FLUENT.

### 3.3.2 Variabel Penelitian

Pada penelitian ini ditentukan variabel-variabel agar penelitian dapat berjalan secara terarah dan diperoleh hasil yang tepat. Adapun variabel-variabel tersebut antara lain:

Variabel bebas : Sudut *rectangular obstacle*

Variabel kontrol : Domain *rectangular obstacle*, *gap tube*, temperatur *inlet*, dan temperatur *tube*

### 3.3.3 Processing

*Processing* merupakan proses kedua dalam CFD, yakni simulasi yang dilakukan berdasarkan hasil *meshing* dari *domain* sistem dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT. Perangkat lunak FLUENT yang dipakai dalam penelitian ini adalah versi 6.3.26. Tahapan yang dilakukan antara lain adalah mengatur *solver models*, *materials*, *boundary conditions*, *operating conditions*, *control and monitoring conditions*, serta *initialize conditions*. Setelah dilakukan pengaturan, dapat dimulai proses iterasi untuk menyelesaikan simulasi. Berikut ini merupakan penjelasan lanjut mengenai langkah- langkah dalam *processing* :

#### 1. Solver Models

Ketika perangkat lunak FLUENT dioperasikan, muncul *tab* yang digunakan untuk memilih penggunaan *solver* 2D atau 3D dengan keakuratan tunggal atau ganda (*single precision/double precision*). Dipilih penggunaan *solver* 2D dengan keakuratan tunggal yang cukup akurat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan.

- *Solver*

Pada penelitian ini digunakan *solver segregated* untuk menyelesaikan persamaan yang ada. *Solver* yang digunakan berbasis tekanan dengan pengkondisian waktu *steady*.

-Pemilihan *Turbulence Modelling*

*Turbulence Modelling* terdapat pada submenu *viscous*. *Turbulence model* yang digunakan adalah *k-ε RNG (Renormalization Group)* karena model ini telah umum digunakan dalam dunia industri. Selain itu pemodelan ini mendukung efek turbulensi dan model diferensial viskositas untuk menghitung efek bilangan *Reynold* yang rendah. Untuk mendukung keakuratan hasil iterasi pada daerah di dekat dinding, diaktifkan menu *Enhanced Wall Treatment* dengan memilih opsi *Pressure Gradient Effect* dan *Thermal Effect*.

- *Energy*

Persamaan energi diaktifkan dalam mendukung penyelesaian *heat-transfer* maupun efek kompresibilitas aliran terhadap perubahan tekanan dan temperatur.

2. *Materials*

Dalam pengaturan *materials*, digunakan *properties* fluida masuk berupa udara dengan temperatur sebesar 308 K. *Properties* diperoleh dengan melihat tabel A.4 untuk udara pada buku berjudul “*Fundamentals Heat and Mass Transfer sixth edition*” karya **Incropera, dkk.** (2002), yang kemudian ditabelkan pada tabel 3.2 berikut :

**Tabel 3.2** *Properties* Fluida (Udara yang dimodelkan sebagai gas ideal)

Temperatur inlet (°C)	35
Massa Jenis (kg/m <sup>3</sup> )	1,149
Panas Spesifik (Cp) (KJ/kg. K)	1.007,32
Viskositas Absolut (μ) (N.s/m <sup>2</sup> )	1,884x 10 <sup>-5</sup>
Viskositas Kinematik (m <sup>2</sup> /s)	1,670 x 10 <sup>-5</sup>
Konduktifias Termal (W/m.K)	0,0269
Bilangan <i>Prandtl</i> (Pr)	0,7059

### 3. *Operating Conditions*

*Operating conditions* digunakan untuk mengatur tekanan di dalam sistem yang disimulasikan. Dalam simulasi ini, tekanan operasional diatur pada tekanan 101.325 Pa (absolut).

### 4. *Boundary Conditions*

Informasi variabel yang akan disimulasikan dimasukkan sebagai parameter nilai untuk setiap *boundary conditions*. Pada simulasi ini menggunakan kondisi batas yang tertera pada tabel 3.3 berikut :

**Tabel 3.3** *Boundary Condition Straight Fin Circular Tube*

<i>Boundary Condition</i>	Keterangan
Inlet	Tipe : <i>Velocity Inlet</i> Kecepatan : 2(m/s), $Re_D = 1913$ Temperatur inlet : 308 K
Outlet	Tipe : <i>Outflow</i>
<i>Tube</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 325,77 K
<i>Rectangular obstacle</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i>
Garis bantu I	Tipe : <i>Symmetry</i>
Garis bantu II	Tipe : <i>Symmetry</i>

### 5. *Control and Monitoring Solutions*

*Solution control* yang digunakan untuk metode *pressure-velocity coupling* adalah SIMPLE dengan diskritasi *second order upwind* untuk seluruh parameter. Pada *monitoring solution* dilakukan pengaturan kriteria *residual* untuk seluruh parameter sebesar  $10^{-6}$ , kecuali *continuity* sebesar  $10^{-5}$ .

### 6. *Initialize Conditions*

*Initialize* merupakan nilai awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi. Metode inisialisasi yang dilakukan adalah *standard initialize* untuk



mendapatkan nilai parameter awal berdasarkan *boundary conditions* dari *inlet* udara.

### 7. Iterations

Setelah seluruh pengaturan dilakukan, proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi sejumlah 10.000 iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi. Kriteria konvergensi ditentukan berdasarkan *residual monitoring level* yang telah diatur sebelumnya.

#### 3.3.4 Post-Processing

Dari hasil simulasi, diperoleh data kualitatif maupun kuantitatif perpindahan panas yang terjadi pada *plate-fin-and-tube heat exchanger*. Data kualitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan pola aliran pada *tube banks*, antara lain kontur kecepatan, kontur temperatur, *pathline* dan vektor kecepatan. Data kuantitatif berupa nilai distribusi kecepatan lokal dan distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada *plate-fin-and-tube heat exchanger*. Data kuantitatif selanjutnya diolah dengan menggunakan perangkat lunak Microsoft Excel 2007 yang selanjutnya disajikan dalam bentuk grafik.

### 3.4 Pengolahan Data

Setelah seluruh proses simulasi menggunakan perangkat lunak GAMBIT versi 2.4.6 untuk proses *pre-processing* dan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 untuk proses *processing*, kemudian diperoleh data kuantitatif yang disimpan dalam format excel. Data ini kemudian diolah secara matematis menggunakan perumusan yang telah dikenalkan pada bab II. Adapun tahapan pengolahan data yang dilakukan adalah sebagai berikut:

#### 1. Perhitungan bilangan *Nusselt* secara teoritis

Perhitungan bilangan *Nusselt* dilakukan untuk melihat validasi pemodelan dengan cara membandingkan hasil simulasi numerik dengan perhitungan secara teoritis menggunakan persamaan-persamaan yang telah dipaparkan pada Bab II.

Mengacu pada Bab II, persamaan teoritis yang digunakan antara lain :

$$Re_{D,Max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (3.1)$$

$$\bar{Nu}_D = 1,13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right] \quad (3.2)$$

Nilai acuan untuk konstanta- konstanta pada persamaan diatas diperoleh pada tabel 2.2. dan tabel 2.3. Nilai kecepatan *free-stream* ( $V_\infty$ ) ditentukan sebesar 2 m/s sehingga diperoleh nilai bilangan *Reynolds*. Setelah dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan-persamaan di atas, dilakukan plot grafik  $\bar{Nu} = f(Re_D)$  untuk melihat fenomena validasi pemodelan.

## 2. *Grid Independency* dan validasi

*Grid Independency* dilakukan untuk memastikan grid yang telah independen terhadap kasus yang akan disimulasikan. Pada independensi grid ini, dilakukan pembagian jumlah *meshing* ke dalam 4 jenis, kemudian dari jenis *meshing* ini akan dibandingkan dengan hasil perhitungan teoritis yang telah dilakukan sebelumnya. Menurut **Jagadesh dan Murali (2005)**, keakuratan dari metode solusi numerik yang baik diiringi dengan meningkatnya jumlah *cell*. Namun penggunaan dari jumlah *cell* yang banyak akan dibatasi dengan proses dari komputer tersebut. Pada penelitian ini akan digunakan analisa *grid independency* bilangan *Nusselt* rata-rata seluruh *tube*. Nilai bilangan *Nusselt* dari *grid independency* ditampilkan pada tabel 3.4 berikut

**Tabel 3.4** *Grid Independency Validation* untuk 4 jenis *meshing* model tanpa menggunakan *Rectangular Obstacle*

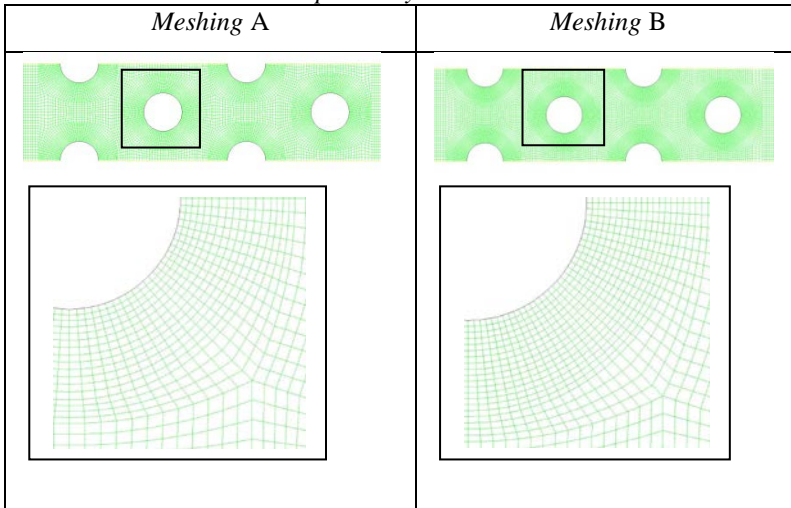
<i>Mesh</i>	Jumlah <i>cell</i>	$Nu_D$	$Nu_D$ teoritis menggunakan persamaan Grimsonn = 37,337
			Perbedaan(%)
A	17.912	41,251	10,483 %

Lanjutan tabel 3.4

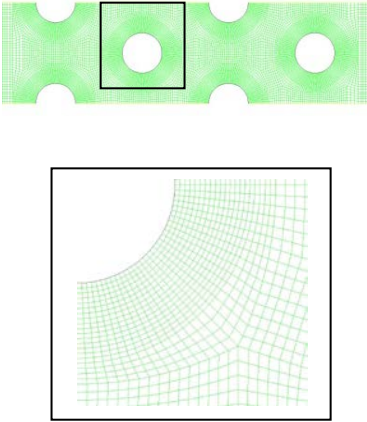
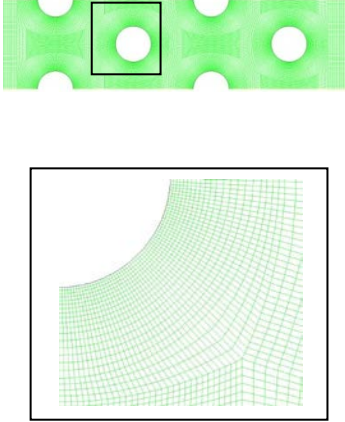
B	23.300	40,878	9,483%
C	32.030	38,873	4,113%
D	42.140	39,138	4,823%

Berdasarkan tabel 3.4 nilai bilangan *Nusselt* yang cenderung konstan diperoleh pada *meshing* C dan D. Salah satu pertimbangan dalam melakukan simulasi numerik adalah optimasi waktu dan memori yang digunakan, maka *meshing* yang digunakan adalah *meshing* C. Validasi ini dilakukan hanya terhadap *tube banks* model *baseline* (tanpa *RO*) karena jenis *meshing* dan jumlah *cell* yang digunakan untuk pemodelan dengan menggunakan *rectangular obstacle* mengacu pada model *baseline*. Pemodelan atau bentuk *meshing* yang digunakan untuk *grid independency validation* seperti pada tabel 3.4 ditunjukkan pada tabel 3.5.

**Tabel 3.5** Empat jenis *meshing* yang digunakan untuk proses *Grid Independency Validation*



*Lanjutan tabel 3.5*

<i>Meshing C</i>	<i>Meshing D</i>
	

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini dilakukan pembahasan hasil studi numerik mengenai pengaruh modifikasi permukaan *fin* dari alat penukar kalor tipe *staggered* dengan penambahan *Rectangular Obstacle (RO)* terhadap permukaan penukar kalor dengan bentuk *fin* datar. Pembahasan dilakukan pada data kualitatif dan kuantitatif yang diperoleh dengan perangkat lunak FLUENT. Adapun data kuantitatif yang akan ditampilkan dan dibahas yaitu analisa bilangan *Nusselt* lokal, kecepatan lokal aliran dan penurunan tekanan pada *tube banks*. Data kualitatif yang ditampilkan dan dibahas antara lain *velocity pathline*, kontur kecepatan, kontur temperatur dan *velocity vector* yang digunakan untuk memperkuat data yang telah diolah sebelumnya.

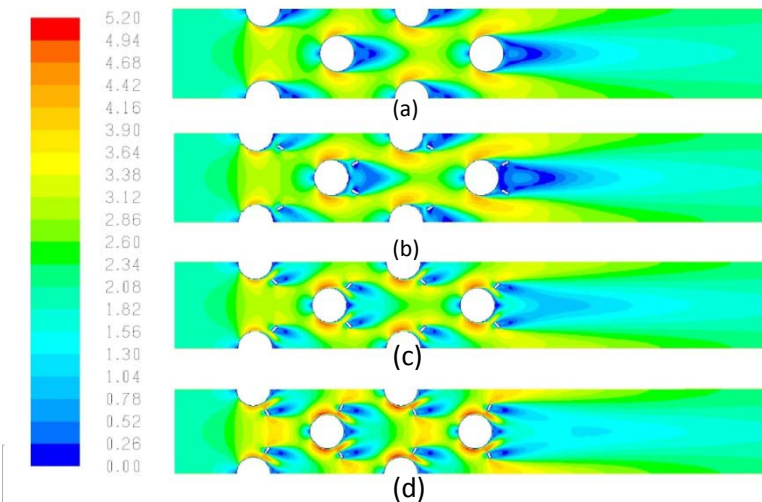
Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan satu bilangan *Reynolds* yaitu sebesar 1913, mengacu kepada kecepatan udara konstan sebesar 2 m/s yang dihembuskan oleh putaran kipas pada kondensor. Variasi posisi peletakan *Rectangular Obstacle* yang digunakan adalah sebesar 30°, 45° dan 60° diukur pada  $\theta$  sebesar 0° di belakang *tube*. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti fenomena perpindahan panas dan karakteristik aliran pada permukaan *tube* dan rata-rata perubahan nilai yang terjadi pada keseluruhan sistem penukar kalor. Pemodelan numerik yang digunakan pada studi ini adalah 2D *steady turbulence model k-epsilon Renormalized Group (k- $\epsilon$  RNG)*.

#### **4.1 Analisa Visualisasi Aliran dalam Numerik**

Pemodelan dengan simulasi numerik menghasilkan data kualitatif berupa visualisasi kontur, *pathline* dan vektor dari aliran. Pada studi kasus aliran fluida melalui *tube banks* ini, analisa data kualitatif dilakukan dengan menganalisa visualisasi kontur, *pathline* dan vektor kecepatan, serta analisa terhadap kontur temperatur pada model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle*.

#### 4.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* untuk Posisi Sudut $30^\circ$ , $45^\circ$ dan $60^\circ$

Fenomena aliran pada *tube banks* secara detail ditunjukkan pada tampilan kontur kecepatan, *pathline* dan vektor kecepatan. Kontur kecepatan untuk *tube banks* model *baseline* dan model modifikasi pada bilangan *Reynolds* sebesar 1913 ditunjukkan pada gambar 4.1.



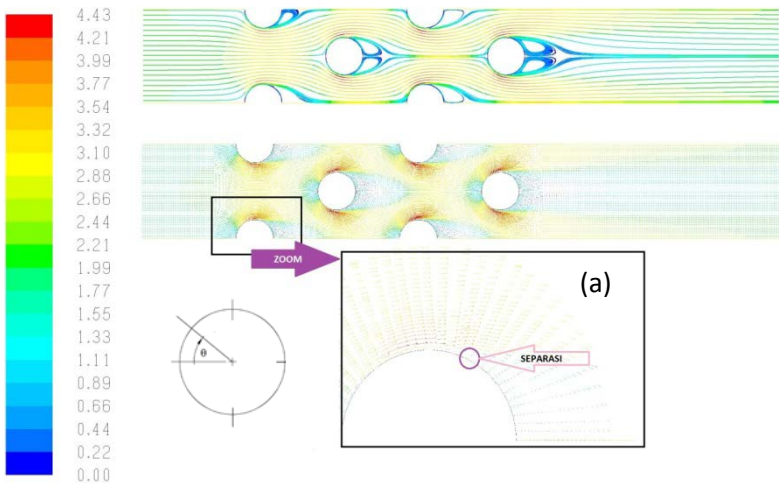
**Gambar 4.1** Kontur kecepatan *tube banks* untuk  $Re = 1913$  pada, (a) model *baseline*, (b) model modifikasi dengan  $RO\ 30^\circ$ , (c) model modifikasi dengan  $RO\ 45^\circ$ , (d) model modifikasi dengan  $RO\ 60^\circ$  (*mapping* dengan *velocity magnitude* dalam m/s)

Distribusi kecepatan lokal pada model ditunjukkan oleh spektrum warna kontur aliran. Kontur dengan spektrum warna merah merupakan daerah yang memiliki nilai kecepatan yang tinggi, sedangkan spektrum berwarna biru menunjukkan nilai kecepatan yang rendah. Untuk seluruh model *tube banks*, aliran mengalami percepatan ketika melewati celah di antara *tube* atas dan *tube* bawah baris pertama. Dengan adanya ketiga macam

variasi posisi peletakan *rectangular obstacle* pada model modifikasi, aliran memiliki pola yang berbeda-beda. Perbedaan mulai terlihat ketika aliran menuju *tube* pada baris kedua.

Berdasarkan gambar 4.1 di atas, belum diperoleh informasi detail mengenai terjadinya fenomena-fenomena aliran ketika melalui kontur *tube* yang menjadi fokus utama dalam pembahasan studi kasus ini. Visualisasi aliran pada model *baseline* dan masing-masing model modifikasi diperjelas pada *pathline* dan vektor kecepatan berikut.

#### 4.1.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model *Baseline*



**Gambar 4.2** Visualisasi pola aliran pada *tube banks* dengan model *baseline* (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

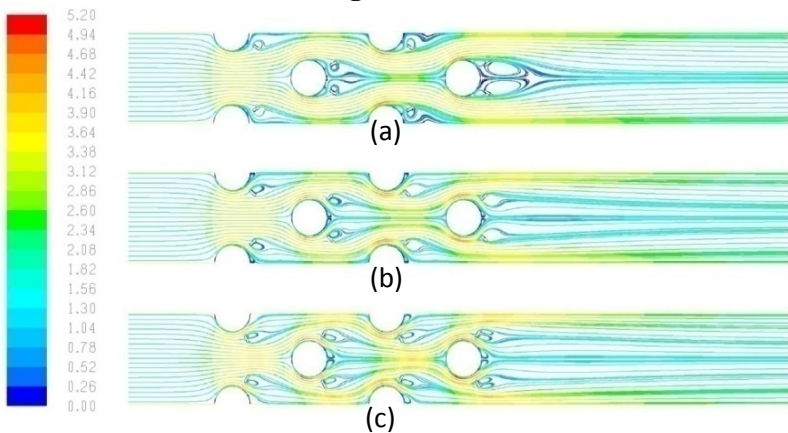
Gambar 4.2 merupakan gambar yang menunjukkan pola aliran pada *tube banks* model *baseline* yang disajikan dalam bentuk *pathline* dan vektor kecepatan. Aliran menunjukkan fenomena yang serupa untuk kontur *tube* bagian *upperside* dan *downside* terlihat dari spektrum warna pada gambar. Aliran fluida yang menumbuk ujung depan *tube* mengalami perlambatan



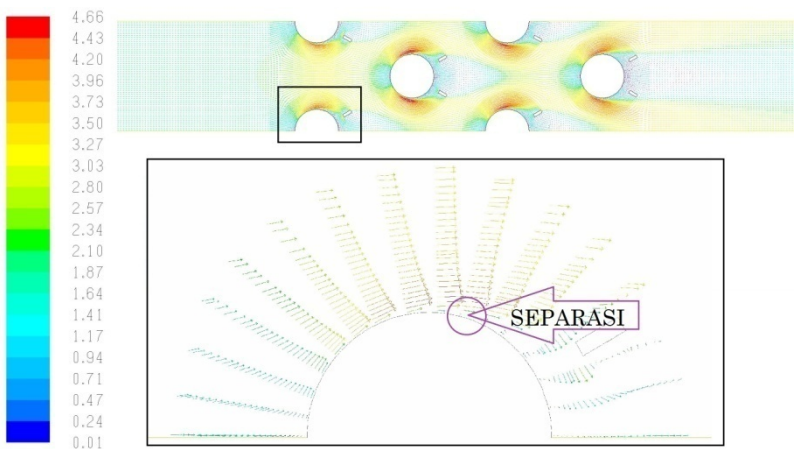
kecepatan terlihat dari warna pada kontur adalah biru tua. Seiring mengalirnya fluida di sepanjang kontur pada kontur dengan sudut  $50^\circ \leq \theta \leq 100^\circ$ , terjadi percepatan aliran yang ditunjukkan oleh distribusi warna merah. Pada sudut  $100^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$  aliran kembali mengalami pengurangan kecepatan lokal yang ditunjukkan oleh distribusi aliran berwarna biru. Keempat baris *tube* mempunyai karakteristik kecepatan yang hampir serupa, namun memiliki nilai yang berbeda-beda.

Terjadinya perlambatan kecepatan aliran pada ujung depan *tube* karena aliran menumbuk tepat pada titik stagnasi dan pada titik ini kecepatan aliran bernilai 0 m/s. pada titik stagnasi kecepatan bernilai minimum dan tekanan bernilai maksimum. Kontur *tube* yang berupa silinder sirkuler memaksa aliran untuk mengalir mengikuti kontur dinding *tube* dan berakibat pada meningkatnya nilai kecepatan lokal aliran. Pada susunan *tube banks* di baris pertama, aliran yang mengalir dari *upper side tube* memasuki celah yang dibentuk antara kedua *tube* baris pertama. Aliran seolah-olah mengalami fenomena konvergensi seperti pada *nozzle*, sehingga aliran utama (*mainstream*) mengalami percepatan akibat perubahan luas penampang. Aliran kemudian mengalir menuju daerah *downstream tube* yang merupakan daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ). Pada daerah ini aliran tiba-tiba diperlambat akibat adanya perluasan area alir. Aliran tidak mampu melawan tekanan balik dan tegangan geser pada kontur sehingga muncul separasi pada daerah dekat dinding. Pada *pathline*, terjadinya separasi tidak dapat terlihat secara detail. Fenomena separasi dengan lebih mudah terlihat pada vektor kecepatan, seperti ditunjukkan pada gambar 4.2 *insert* (a). Aliran utama kemudian mengalir menuju baris *tube* selanjutnya dan sebagian lagi berolak di daerah belakang *tube* membentuk *wake*, yaitu daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya lapis batas bagian atas dan bawah aliran. Aliran yang mengalir pada baris *tube* berikutnya memiliki pola *wake* yang berbeda. Pada gambar 4.2, *wake* ditunjukkan oleh daerah berwarna biru di belakang *tube*.

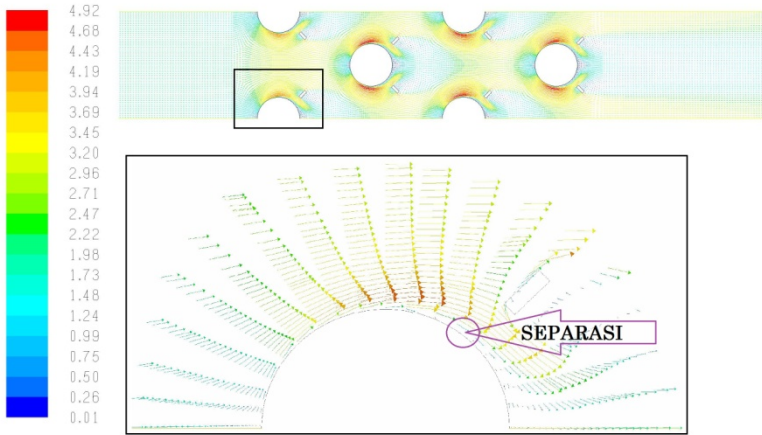
#### 4.1.1.2 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan RO



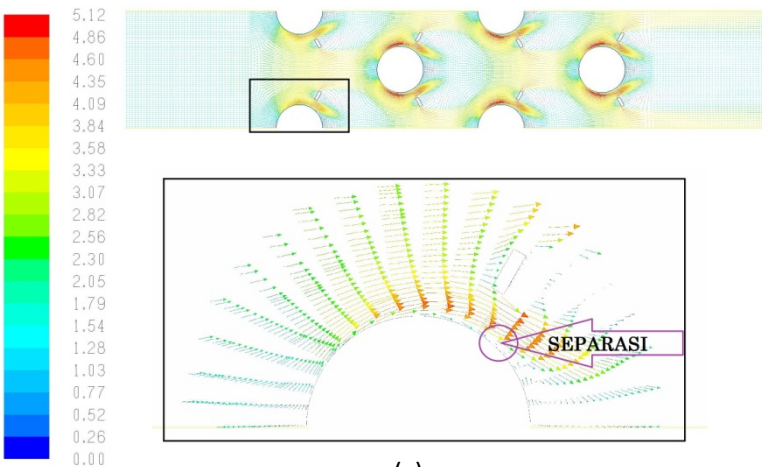
**Gambar 4.3** Visualisasi *pathline* pada *tube banks* dengan model modifikasi, (a) RO 30°, (b) RO 45°, dan (c) RO 60° (*mapping velocity* dalam satuan m/s)



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4.4** Visualisasi vektor kecepatan pada *tube banks* dengan model modifikasi, (a) RO 30°, (b) RO 45°, dan (c) RO 60° (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

Gambar 4.3 merupakan perbandingan *pathline* aliran *tube banks* model modifikasi yang diberi *rectangular obstacle* dengan posisi  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ . Modifikasi pada *tube banks* memberikan perubahan pada pola aliran. Secara keseluruhan, aliran yang melintasi baris pertama *tube* untuk ketiga model modifikasi menunjukkan pola yang serupa dengan model *baseline* pada daerah *favorable pressure gradient*, ditunjukkan oleh distribusi spektrum warna yang serupa. Pengaruh penambahan *RO* mulai terlihat setelah aliran mencapai daerah dengan efek *adverse pressure gradient* ditunjukkan oleh perbedaan daerah *wake* di belakang *tube* ditunjukkan oleh distribusi spektrum warna biru dengan gradasi yang berbeda.

Perbandingan visualisasi keempat model pada *tube banks* secara detail diperlihatkan pada gambar 4.4. Secara keseluruhan, dengan melakukan penambahan *Rectangular Obstacle* pada *tube banks* akan meningkatkan kecepatan lokal pada masing- masing baris *tube*. Pada model yang diberi *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 45^\circ$ , aliran pada *tube* baris pertama memiliki karakteristik yang sama dengan model *baseline* dan model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  ketika melewati daerah titik stagnasi hingga daerah *favorable pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ). Aliran mulai mengalami perubahan karakteristik pada daerah *downstream tube*. Penambahan *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  menyebabkan titik separasi bergeser lebih jauh ke belakang *tube* dibandingkan dengan model *baseline* dan model dengan  $\alpha = 30^\circ$ . Penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 60^\circ$ , seperti ditunjukkan pada gambar 4.4(c) memiliki pengaruh paling besar di antara kedua model modifikasi lainnya. Pada model dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 60^\circ$ , aliran pada *tube* baris pertama memiliki karakteristik yang sama dengan model *baseline* dan model modifikasi dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  dan  $45^\circ$  ketika melewati daerah titik stagnasi hingga daerah *favorable pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ). Aliran mulai mengalami perubahan karakteristik pada daerah *downstream tube*. Penambahan *RO* dengan  $\alpha = 60^\circ$  menyebabkan titik separasi

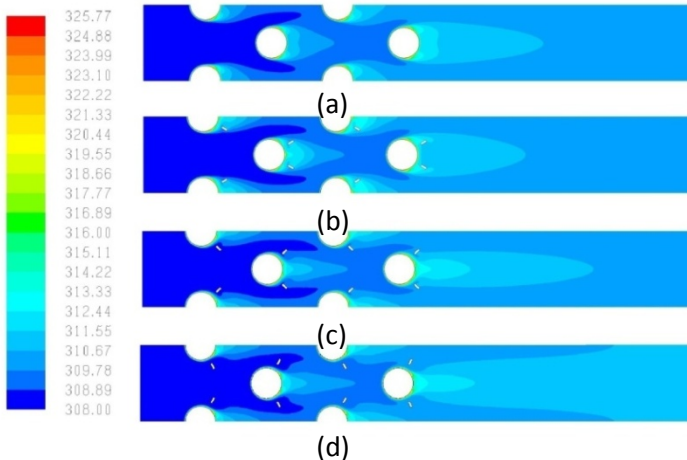
bergeser ke belakang *tube* paling jauh dibanding dengan model lain. Pergeseran titik separasi menyebabkan area *wake* yang terbentuk di belakang *tube* menjadi lebih kecil. *Rectangular obstacle* yang dipasang pada *fin* tidak hanya mempercepat aliran pada celah antara *tube* dengan penghalang, namun juga mengarahkan aliran utama (*mainstream*) menuju *tube* baris kedua. Sudut yang dibentuk oleh *RO* menyebabkan area yang dilewati oleh aliran utama menjadi semakin sempit, sehingga aliran yang diarahkan selain memperoleh percepatan akibat penyempitan celah antara kedua *tube* pada baris pertama, juga mendapat percepatan akibat penyempitan *cross section area* yang ditimbulkan oleh penghalang sehingga aliran menjadi lebih turbulen dan kecepatan aliran pada *tube* kedua bernilai lebih tinggi.

Tidak seperti model lainnya, *tube banks* dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  menimbulkan daerah *wake* yang cukup besar pada *tube* baris keempat dibanding kedua model modifikasi lainnya. Hal ini disebabkan oleh separasi aliran pada seluruh baris *tube* terjadi pada daerah sebelum aliran utama dipecah oleh penghalang, sehingga percabangan aliran fluida yang dipecah oleh penghalang tidak mampu mengalir di antara celah akibat adanya *wake* yang menghalangi. Kecepatan aliran pada model ini tidak mengalami percepatan dibandingkan kedua model *tube banks* dengan penambahan *RO* lainnya.

#### **4.1.2 Visualisasi Kontur Temperatur pada Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* untuk Posisi Sudut $30^\circ$ , $45^\circ$ dan $60^\circ$**

Gambar 4.5 merupakan visualisasi aliran berdasarkan *contour of static temperature* aliran untuk model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan bilangan *Reynolds* sebesar 1913. Temperatur *tube* konstan sebesar 325,77 K dan temperatur udara inlet sebesar 308 K. Indikasi distribusi temperatur dapat diketahui dari spektrum warna yang ditunjukkan pada gambar. Warna merah

menunjukkan nilai temperatur tertinggi dan warna biru tua menunjukkan nilai temperatur paling rendah. Terlihat bahwa temperatur tertinggi ditunjukkan oleh spektrum merah terdistribusi di sepanjang kontur *tube*, sedangkan temperatur terendah berspektrum biru tua terdistribusi di sepanjang sisi inlet *tube banks*.

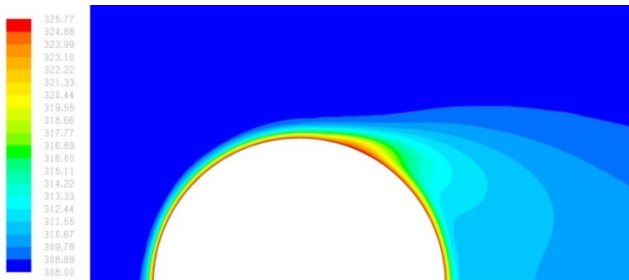


**Gambar 4.5** Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks*, (a) model *baseline*, (b) dengan penambahan  $RO \alpha = 30^\circ$ , (c) dengan penambahan  $RO \alpha = 45^\circ$ , (d) dengan penambahan  $RO \alpha = 60^\circ$  (*mapping* dengan *static temperature* dalam K)

Keempat pemodelan memiliki distribusi temperatur statis pada kontur *tube* yang serupa hingga mencapai rentang sudut  $\theta \cong 110^\circ$  untuk *tube* pada baris pertama. Pengaruh modifikasi *fin* dengan pemberian *RO* terlihat dengan baik pada baris-baris *tube* selanjutnya. Distribusi temperatur statis pada *tube* baris pertama model *baseline* disajikan dalam gambar 4.6 berikut.

Berdasarkan gambar 4.6 di atas, daerah di dekat dinding memiliki spektrum berwarna merah yang merupakan temperatur dengan nilai tertinggi. Sesuai dengan perkembangan lapisan termal ke arah radial, spektrum distribusi temperatur berangsur-

angsur berubah menjadi spektrum berwarna biru tua yang menunjukkan temperatur dengan nilai terendah. Sesuai dengan konsep perpindahan panas, perpindahan panas ( $q$ ) terjadi dari area dengan temperatur tinggi menuju ke area dengan temperatur rendah. Pada studi ini, perpindahan panas terjadi dari dinding *tube* menuju aliran fluida yang menyapu permukaan. Perpindahan panas pada daerah setelah separasi hingga titik stagnasi di ujung belakang *tube* menunjukkan nilai yang lebih besar mengacu pada spektrum warna biru cerah yang bergradasi seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6. Hal ini disebabkan oleh lapis batas aliran fluida laminar telah berubah menjadi lapis batas turbulen. Pada kondisi aliran turbulen, terbentuk *vortex* yang mengakibatkan aliran fluida berolak sehingga pencampuran (*mixing*) molekul fluida menjadi lebih baik. Dengan adanya turbulensi aliran, perpindahan panas terjadi lebih baik.



**Gambar 4.6** Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks* model *baseline* baris pertama (*mapping* dengan *static temperature* dalam K)

Berdasarkan kontur temperatur aliran pada model *baseline* pada gambar 4.5(a) ditunjukkan bahwa pada *tube* baris kedua telah terjadi peningkatan nilai temperatur inlet berlanjut pada *tube* baris ketiga dan keempat. Peningkatan nilai temperatur inlet pada setiap baris *tube* membentuk tingkatan temperatur, dimana peningkatan temperatur terbesar terdapat pada *tube* baris keempat. Visualisasi pada *tube banks* dengan penambahan *rectangular obstacle* secara keseluruhan menunjukkan indikasi fenomena yang sama dengan model *baseline*. Perpindahan panas

terjadi dari permukaan *tube* menuju fluida yang sedang mengalir akibat adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas terbesar terjadi pada *tube* baris kedua akibat adanya percepatan aliran fluida yang disebabkan oleh adanya *RO*. Peningkatan perpindahan panas tidak hanya terjadi pada *tube* baris pertama dan kedua, namun juga terjadi pada baris ketiga dan keempat.

Peningkatan perpindahan panas pada *tube banks* dengan  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  lebih baik dibandingkan dengan model *baseline*. Adanya aliran sekunder menunda separasi dan memperkecil area *wake* jika dibandingkan dengan model *baseline* sehingga udara dengan temperatur rendah dapat menyapu daerah kontur lebih jauh dan perpindahan panas terjadi lebih efektif. Perpindahan panas pada model  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  dengan tidak semaksimal perpindahan panas pada model modifikasi dan model *baseline* disebabkan oleh daerah *wake* yang besar. *Wake* seakan-akan berperilaku sebagai penghalang aliran utama untuk menuntaskan alirannya di sepanjang kontur *tube*, sehingga gradient temperatur pada kontur rendah dan perpindahan panas tidak cukup tinggi seperti pada daerah *upstream tube*.

#### **4.2 Analisa Kecepatan Lokal Aliran pada Model Baseline dan Model dengan Penambahan *Rectangular Obstacle***

Pada subbab ini dibahas distribusi kecepatan lokal yang terjadi pada kontur permukaan *tube* untuk *tube banks* dengan model *baseline* (tanpa penambahan *rectangular obstacle*) dan pada model modifikasi yang diberi penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ .

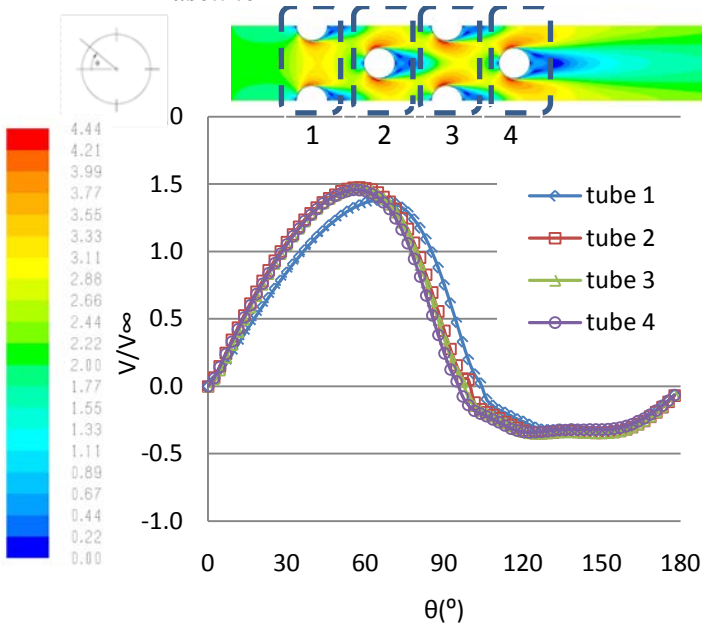
Perpindahan panas yang terjadi pada permukaan *tube* berbanding lurus dengan kecepatan lokal yang terjadi di sepanjang kontur permukaan *tube* yang berbentuk silinder sirkuler. Kecepatan lokal,  $v = f(\theta)$ , yang tinggi akan mengakibatkan laju perpindahan panas semakin tinggi yang ditandai dengan meningkatnya koefisien konveksi lokal ( $h$ ) dan bilangan *Nusselt* ( $Nu$ ) pada fluida.



#### 4.2.1 Analisa Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* untuk Posisi Sudut $30^{\circ}$ , $45^{\circ}$ dan $60^{\circ}$

Data kuantitatif berupa kecepatan lokal kontur dianalisa berdasarkan grafik kecepatan lokal yang diperoleh pada model *baseline* dan model modifikasi. Grafik tersebut antara lain sebagai berikut.

##### 4.2.1.1 Analisa Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model *Baseline*



**Gambar 4.7** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model *Baseline*

Berdasarkan gambar 4.7 mengenai grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model *baseline*, nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal

bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai 0 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 75^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 60^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V/V_\infty$  berkisar antara 1,4 hingga 1,5. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $75^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$ . Distribusi kecepatan mencapai nilai negatif pada sudut dengan rentang  $110^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ . Nilai kecepatan minimum dicapai pada sudut  $\theta \approx 120^\circ$  dengan nilai sekitar 0,4 dengan arah vektor negatif. Pada sudut  $\theta \leq 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^\circ$  merupakan titik stagnasi. Pada kondisi ini, fluida mengalami tekanan lokal terbesar, namun memiliki kecepatan minimum bernilai 0 m/s. Setelah mencapai titik stagnasi, aliran fluida dipaksa mengikuti kontur *tube*, sehingga aliran terpecah dan mengalir ke sisi kontur *tube* bagian atas (*upper side*) dan sisi kontur pada bagian bawah (*down side*). Pada rentang  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara drastis. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $100^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$ , kecepatan lokal pada semua baris *tube* kembali bernilai nol karena aliran mengalami separasi. Separasi aliran terjadi ketika aliran yang datang sudah tidak mampu lagi

melawan *adverse pressure gradient* dan *friction effect* pada kontur *tube*, akibatnya adalah terjadi pengurangan momentum aliran dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik yang ditandai dengan kecepatan lokal bernilai negatif pada grafik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai 0 m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.

Kecepatan *inlet* fluida adalah 2 m/s. Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Telah dibahas pada subbab 4.1.1, aliran dipercepat ketika melalui celah antar *tube* pada baris pertama dan mengalami peningkatan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.1 yang merupakan rangkuman dari lampiran 2. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* kedua.

**Tabel 4.1** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada Model *Baseline* ( $V/V_\infty$ )

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
0,593	0,624	0,613	0,599

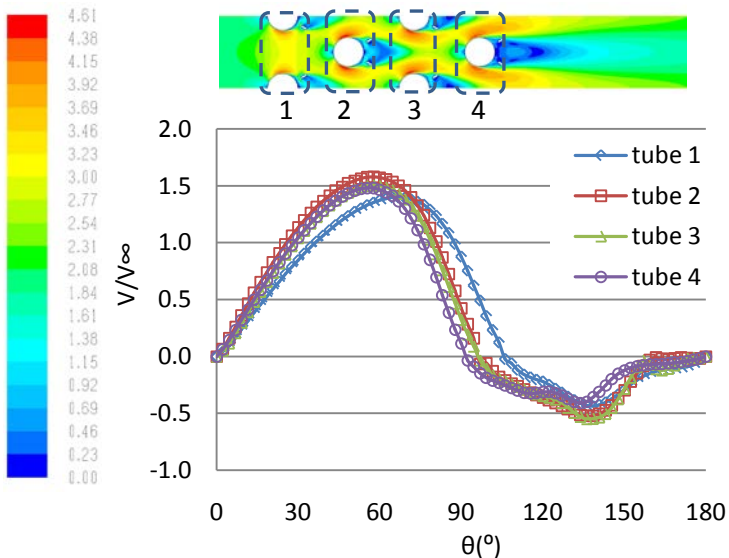
#### 4.2.1.2 Analisa Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model Modifikasi

Kecepatan lokal pada masing-masing variasi sudut peletakan *rectangular obstacle* menunjukkan karakteristik aliran yang berbeda-beda, oleh sebab itu dilakukan analisa tersendiri untuk masing- masing pemodelan.

##### 1. Kecepatan Lokal *Tube Banks* dengan variasi peletakan *RO* dengan $\alpha = 30^\circ$

Pada gambar 4.8 ditunjukkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model modifikasi dengan  $\alpha = 30^\circ$ . Distribusi

kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* menunjukkan nilai yang berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai 0 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 75^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 60^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V/V_\infty$  berkisar antara 1,4 hingga 1,6. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $75^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$ . Distribusi kecepatan mencapai nilai negatif pada sudut dengan rentang  $110^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ . Nilai kecepatan minimum dicapai pada sudut  $\theta \approx 140^\circ$ . Pada sudut  $\theta \leq 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai 0 m/s.



**Gambar 4.8** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan *RO*,  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$

Sesuai dengan karakteristik *tube banks* model *baseline*, pada ujung awal aliran menumbuk kontur *tube*, nilai kecepatan bernilai 0 m/s disebabkan menumbuk titik stagnasi. Kemudian aliran terpecah menuju daerah *upstream* dan *downstream* serta mengalami percepatan. Setelah mencapai nilai kecepatan maksimum, nilai kecepatan lokal menurun secara drastis dan mencapai nilai kecepatan 0 m/s yang kedua. Titik ini merupakan titik awal terjadinya separasi. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik yang ditandai dengan kecepatan lokal bernilai negatif pada grafik. Terlihat pada grafik bahwa nilai kecepatan lokal minimum bernilai sekitar 0,6 dengan arah vektor kecepatan negatif. Efek pemberian *rectangular obstacle* terlihat pada rentang sudut  $140^\circ < \theta < 180^\circ$ . Peningkatan nilai kecepatan dicapai kembali karena adanya percepatan aliran melalui celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan RO.

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Telah dibahas pada subbab 4.1.1, aliran dipercepat ketika melalui celah antar *tube* pada baris pertama dan mengalami peningkatan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya. Pada baris kedua hingga keempat, nilai kecepatan bertambah tidak hanya disebabkan oleh aliran yang melalui celah antar *tube* baris pertama, namun juga diakibatkan oleh aliran utama yang diarahkan oleh RO menuju baris-baris *tube* selanjutnya. Selain itu, adanya aliran yang melewati celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan RO menyebabkan kecepatan lokal pada kontur *tube* meningkat. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.2 yang merupakan rangkuman dari lampiran 2. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* kedua.

**Tabel 4.2** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada Model Modifikasi dengan  $\alpha = 30^\circ$  ( $V/V_\infty$ )

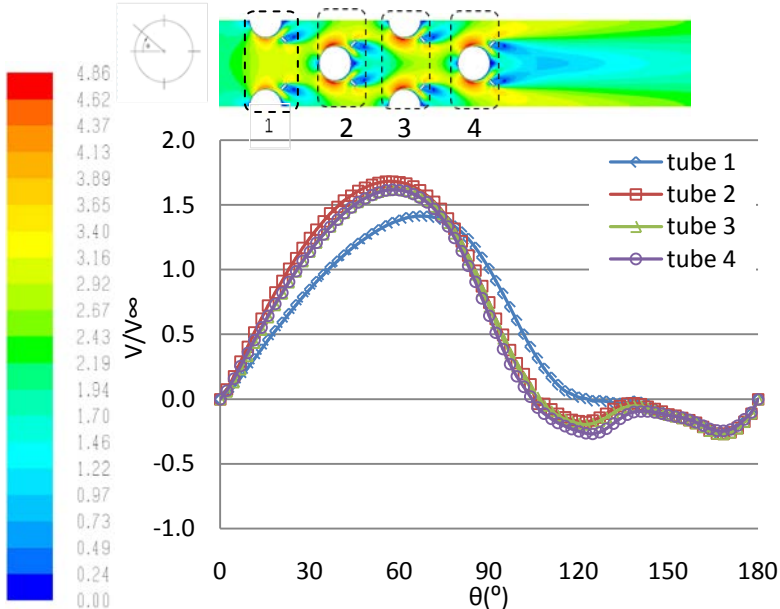
Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
0,597	0,647	0,609	0,563

## 2. Kecepatan Lokal *Tube Banks* dengan variasi peletakan *RO* dengan $\alpha = 45^\circ$

Pada gambar 4.9 ditunjukkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model modifikasi dengan  $\alpha = 45^\circ$ . Distribusi kecepatan lokal *tube* pada setiap baris menunjukkan nilai yang berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai 0 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 75^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 60^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V/V_\infty$  berkisar antara 1,4 hingga 1,75. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $75^\circ < \theta \leq 110^\circ$ . Distribusi kecepatan mencapai nilai negatif pada sudut dengan rentang  $110^\circ < \theta \leq 180^\circ$ . Nilai kecepatan minimum dicapai pada sudut  $\theta \approx 170^\circ$ . Pada sudut  $\theta \leq 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai 0 m/s.

Sesuai dengan karakteristik *tube banks* model *baseline*, pada ujung awal aliran menumbuk kontur *tube*, nilai kecepatan bernilai 0 m/s disebabkan menumbuk titik stagnasi. Kemudian aliran terpecah menuju daerah *upstream* dan *downstream* serta mengalami percepatan. Setelah mencapai nilai kecepatan maksimum, nilai kecepatan lokal menurun secara drastis dan mencapai nilai kecepatan 0 m/s yang kedua. Titik ini merupakan titik awal terjadinya separasi. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik yang ditandai dengan kecepatan lokal bernilai negatif pada grafik. Terlihat pada grafik bahwa nilai kecepatan lokal minimum bernilai sekitar 0,25 dengan arah vektor kecepatan negatif. Efek pemberian *rectangular obstacle* terlihat pada rentang sudut  $120^\circ < \theta < 140^\circ$ . Peningkatan nilai kecepatan dicapai kembali karena adanya

percepatan aliran melalui celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan RO.



**Gambar 4.9** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan RO,  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Telah dibahas pada subbab 4.1.1, aliran dipercepat ketika melalui celah antar *tube* pada baris pertama dan mengalami peningkatan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya. Pada baris kedua hingga keempat, nilai kecepatan bertambah tidak hanya disebabkan oleh aliran yang melalui celah antar *tube* baris pertama, namun juga diakibatkan oleh aliran utama yang diarahkan oleh RO menuju baris-baris *tube* selanjutnya. Selain itu, adanya aliran yang melewati celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan RO menyebabkan kecepatan lokal pada kontur *tube* meningkat. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.3 yang

merupakan rangkuman dari lampiran 2. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* kedua.

**Tabel 4.3** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada Model Modifikasi dengan  $\alpha = 45^\circ$  ( $V/V_\infty$ )

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
0,581	0,669	0,639	0,641

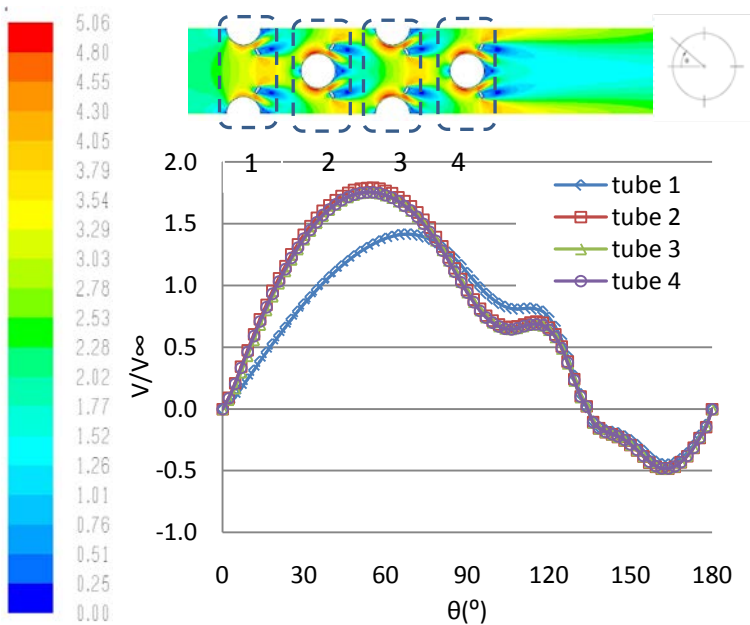
### 3. Kecepatan Lokal *Tube Banks* dengan variasi peletakan *RO* dengan $\alpha = 60^\circ$

Pada gambar 4.10 ditunjukkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model modifikasi dengan  $\alpha = 60^\circ$ . Distribusi kecepatan lokal *tube* pada setiap baris menunjukkan nilai yang berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Kecepatan *inlet* fluida adalah 2 m/s. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai 0 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 80^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 57^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V/V_\infty$  berkisar antara 1,4 hingga 1,8. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $80^\circ < \theta \leq 110^\circ$ . sesaat aliran mengalami peningkatan kecepatan pada rentang sudut  $110^\circ < \theta \leq 120^\circ$ , lalu aliran kembali mengalami perlambatan kecepatan pada rentang sudut  $120^\circ < \theta \leq 160^\circ$ . Distribusi kecepatan mencapai nilai negatif pada sudut dengan rentang  $140^\circ < \theta \leq 180^\circ$ . Nilai kecepatan minimum dicapai pada sudut  $\theta \approx 170^\circ$ . Pada sudut  $\theta \leq 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai 0 m/s.

Sesuai dengan karakteristik *tube banks* model *baseline*, pada ujung awal aliran menumbuk kontur *tube*, nilai kecepatan bernilai 0 m/s disebabkan menumbuk titik stagnasi. Kemudian



aliran terpecah menuju daerah *upstream* dan *downstream* serta mengalami percepatan. Setelah mencapai nilai kecepatan maksimum, nilai kecepatan lokal menurun secara drastis dan mencapai nilai kecepatan 0 m/s yang kedua. Titik ini merupakan titik awal terjadinya separasi. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik yang ditandai dengan kecepatan lokal bernilai negatif pada grafik. Terlihat pada grafik bahwa nilai kecepatan lokal minimum bernilai sekitar 0,5 dengan arah vektor kecepatan negatif. Efek pemberian *rectangular obstacle* terlihat pada rentang sudut  $100^\circ < \theta \leq 120^\circ$ . Peningkatan nilai kecepatan dicapai kembali karena adanya percepatan aliran melalui celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan RO sehingga aliran mengalami percepatan sesaat sebelum aliran mengalami perlambatan.



**Gambar 4.10** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model modifikasi dengan posisi peletakan RO,  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Telah dibahas pada subbab 4.1.1, aliran dipercepat ketika melalui celah antar *tube* pada baris pertama dan mengalami peningkatan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya. Pada baris kedua hingga keempat, nilai kecepatan bertambah tidak hanya disebabkan oleh aliran yang melalui celah antar *tube* baris pertama, namun juga diakibatkan oleh aliran utama yang diarahkan oleh *RO* menuju baris-baris *tube* selanjutnya. Selain itu, adanya aliran yang melewati celah yang dibentuk antara permukaan *tube* dengan *RO* menyebabkan kecepatan lokal pada kontur *tube* meningkat. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.4 yang merupakan rangkuman dari lampiran 2. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* kedua.

**Tabel 4.4** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada Model Modifikasi dengan  $\alpha = 60^\circ$  ( $V/V_\infty$ )

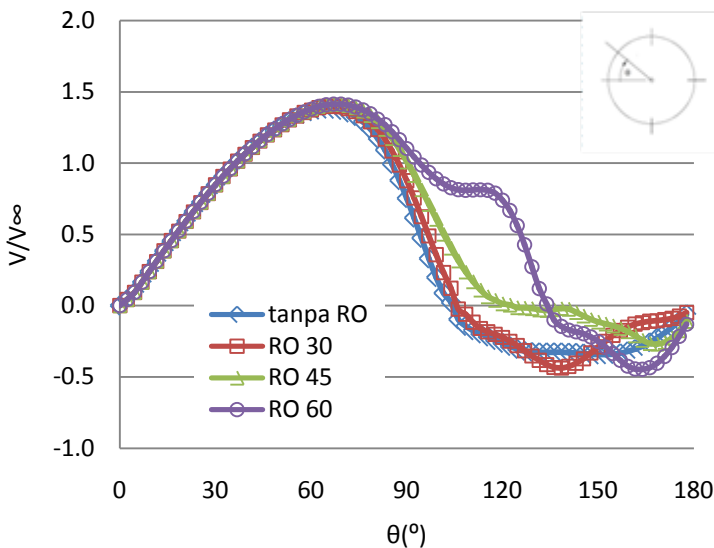
Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
0,721	0,864	0,842	0,846

#### 4.2.2 Analisa Perbandingan Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model *Baseline* dengan Model Modifikasi

Analisa kecepatan lokal pada *tube banks* model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* ditinjau pada *tube* baris pertama dan baris kedua. Gambar 4.10 menunjukkan distribusi nilai kecepatan lokal *tube* pada *tube banks baseline* dan *tube banks* modifikasi pada baris pertama dan gambar 4.11 menunjukkan distribusi nilai kecepatan lokal *tube* pada *tube banks baseline* dan *tube banks* modifikasi pada baris kedua.

Distribusi kecepatan lokal pada gambar 4.11 untuk setiap model pada *tube banks* menunjukkan perbedaan *trendline*. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$ , distribusi kecepatan untuk masing-masing model memiliki *trendine* yang sama dan berkisar pada

nilai yang sama disebabkan oleh belum adanya pengaruh penambahan *rectangular obstacle*. Pada daerah *favorable pressure gradient* ini, kecepatan lokal mengalami percepatan disebabkan oleh nilai tekanan lokal yang rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ). Saat aliran mengalir pada posisi  $75^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , akibat pengaruh *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ) *trendline* dari masing-masing model menunjukkan penurunan nilai kecepatan lokal dan pengaruh penambahan *rectangular obstacle* mulai terlihat. Pemberian *rectangular obstacle* menyebabkan peningkatan kecepatan aliran pada rentang tertentu dan perbedaan terlihat mencolok pada daerah dengan rentang sudut  $80^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ . Aliran yang mengalir melalui celah antara *tube* dengan penghalang mengalami percepatan dan separasi aliran tertunda. Percepatan tertinggi dan penundaan separasi dicapai oleh aliran pada model dengan posisi *rectangular obstacle* sebesar  $60^\circ$ .

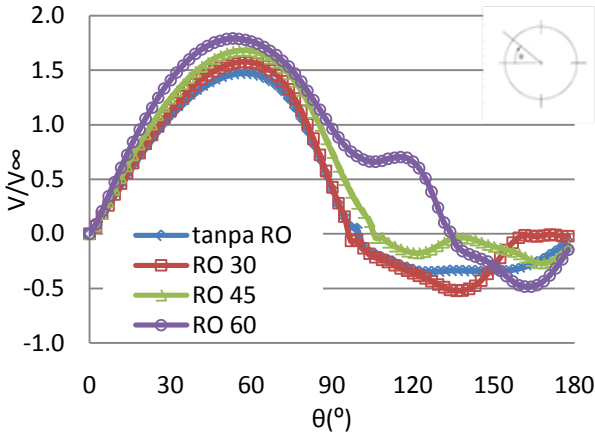


**Gambar 4.11** Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  baris pertama

Pada gambar 4.12 ditunjukkan nilai distribusi kecepatan lokal untuk seluruh model pada aliran yang melintasi baris *tube* kedua. Berbeda dengan distribusi kecepatan lokal pada baris pertama, efek penambahan dan peletakan *rectangular obstacle* sudah ter-lihat sejak aliran mengalir pada daerah *favorable pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 65^\circ$ . Pada rentang ini aliran mengalami percepatan disebabkan oleh tekanan lokal yang rendah, ditunjukkan oleh *trendline* grafik yang meningkat, namun nilai kecepatan lokal yang dicapai berbeda-beda. Kecepatan terendah dicapai oleh model *baseline* dan kecepatan lokal tertinggi dicapai oleh model dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan posisi  $\alpha = 60^\circ$ . Memasuki rentang sudut  $65^\circ < \theta \leq 180^\circ$ , aliran menunjukkan karakteristik yang berbeda. Penambahan *rectangular obstacle* menyebabkan titik terjadinya separasi bergeser dan penurunan nilai kecepatan lokal berbeda dibandingkan dengan model tanpa penambahan *RO*. Semakin jauh posisi radial penghalang, nilai kecepatan lokal semakin bertambah dan separasi terjadi pada lokasi yang berbeda.

Distribusi kecepatan lokal yang terjadi pada masing-masing model menunjukkan perbedaan. Rata-rata kecepatan lokal terbesar terjadi pada model modifikasi dengan penambahan *RO* posisi  $60^\circ$  baik untuk *tube* baris pertama dan baris kedua. Penambahan *rectangular obstacle* mampu meningkatkan kecepatan lokal yang terjadi pada masing-masing *tube*. Peningkatan nilai kecepatan lokal rata-rata terbesar terjadi pada baris kedua *tube* disebabkan oleh adanya pengaruh penambahan penghalang pada *tube* baris pertama, dimana aliran utama (*mainstream*) dari baris pertama dipercepat menuju *tube* kedua akibat diarahkan oleh *RO* menyerupai efek *nozzle*. Secara rata-rata keseluruhan nilai kecepatan lokal pada *tube banks* dengan modifikasi mengalami peningkatan. Adapun besarnya peningkatan kecepatan lokal rata-rata pada masing-masing *tube* ditunjukkan pada tabel 4.5 dan rata-rata peningkatan kecepatan

lokal seluruh *tube* untuk masing-masing model ditunjukkan pada tabel 4.6 yang merupakan rangkuman dari lampiran nomor 2.



**Gambar 4.12** Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* bersudut 30°, 45° dan 60° baris kedua

**Tabel 4.5** Kisaran Kenaikan Kecepatan Lokal rata-rata Akibat Adanya Penambahan *Rectangular Obstacle* pada masing-masing baris *Tube Banks* dibanding model *baseline*

Sudut RO	<i>Tube baris ke-</i>			
	1	2	3	4
30°	0,775%	3,606%	-0,658%	-6,074%
45°	-2,037%	7,254%	4,217%	6,928%
60°	21,661%	38,351%	37,395%	41,075%

**Tabel 4.6** Kisaran Kenaikan Kecepatan Lokal rata-rata Akibat Adanya Penambahan *Rectangular Obstacle* pada keseluruhan *Tube Banks* dibanding model *baseline*

Kenaikan Kecepatan Lokal Rata-rata dengan Peletakan RO pada $\alpha$		
30°	45°	60°
-0,548%	4,140%	34,709%

### 4.3 Karakteristik Perpindahan Panas pada *Tube Banks* Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan *Rectangular Obstacle*

Karakteristik dan fenomena perpindahan panas pada *tube banks* sebagian besar terjadi secara konveksi. Perpindahan panas secara konveksi dipengaruhi oleh beberapa faktor, seperti luasan perpindahan panas, perbedaan temperatur dan koefisien perpindahan panas. Indikator perpindahan panas yang baik dapat diamati melalui bilangan *Nusselt* yang berbanding langsung dengan nilai koefisien konveksi ( $h$ ) pada suatu permukaan. Adapun hubungan antara bilangan *Nusselt*, koefisien konveksi dan gradient temperatur ditunjukkan pada persamaan 4.1 berikut:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_f} = C \cdot Re^m_D \cdot Pr^{1/3} \quad (4.1)$$

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (4.2)$$

Dimana:

$\overline{Nu}_D$  = Bilangan *Nusselt* rata-rata berbasis dimensi

$\bar{h}$  = Koefisien konveksi rata-rata (W/m<sup>2</sup>.K)

$D$  = diameter silinder (m)

$k$  = konduktifitas termal fluida (W/m.K)

$Re$  = Bilangan *Reynolds*

$Pr$  = Bilangan *Prandlt*

$T_s$  = Temperatur permukaan *tube* (K)

$T_\infty$  = Temperatur *freestream* (K)

$\frac{\partial T}{\partial y}$  = Gradient temperatur terhadap sumbu  $y$

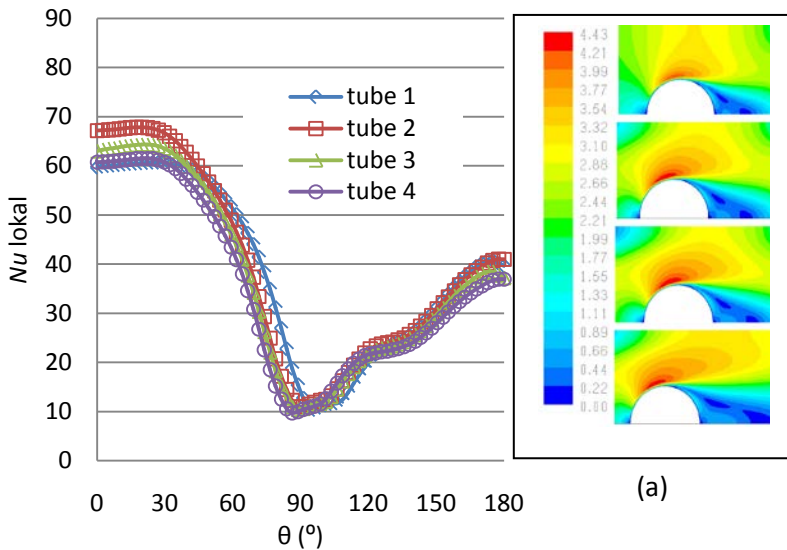
### 4.3.1 Analisa Bilangan *Nusselt* Lokal pada *Tube Banks*

Pada bagian ini akan dijelaskan fenomena perpindahan panas pada *tube banks* dengan model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ . Pembahasan akan dilakukan dengan menganalisa bilangan *Nusselt* lokal pada kontur *tube* dan membandingkan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* dari setiap model.

#### 4.3.1.1 Analisa Distribusi Bilangan *Nusselt* pada Model *Baseline*

Pada model *baseline*, distribusi bilangan *Nusselt* lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada gambar 4.13 yang berupa *trend* grafik pada masing-masing *tube*. Kontur yang dianalisa berupa kontur setengah *tube* yang berdiameter 15,88 mm. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk *tube* baris pertama hingga baris ke-empat. Keempat grafik menunjukkan *trendline* yang serupa. *Tube* pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan *Nusselt* pada renang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$  dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $30^\circ$  dari titik stagnasi hingga titik pada sudut  $\theta \approx 90^\circ$  yang merupakan titik dengan nilai *Nu* minimum. Titik dengan bilangan *Nu* terendah ini merupakan titik dimulainya separasi. Kemudian pada sudut  $130^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt*.

Jika dibandingkan nilai bilangan *Nu* lokal pada keempat baris *tube*, diketahui bahwa nilai bilangan *Nu* paling maksimum dicapai oleh baris kedua. Pada sudut  $\theta \cong 30^\circ$ , nilai bilangan *Nu* merupakan nilai maksimum dan pada titik separasi merupakan nilai bilangan *Nu* terendah. Fenomena yang terjadi pada distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada kontur *tube* dapat dijelaskan dengan menganalisa hubungan antara kecepatan lokal aliran dengan bilangan *Nusselt* lokal. Kecepatan lokal berpengaruh terhadap perkembangan lapis batas kecepatan dan lapis batas termal fluida pada permukaan.



**Gambar 4.13** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan model *baseline* (tanpa penambahan RO), *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

Ketika aliran menumbuk titik stagnasi pada sudut  $\theta = 0^\circ$ , lapis batas kecepatan dan termal belum terbentuk. Seiring dengan mengalirnya fluida mengikuti kontur permukaan silinder, lapis batas kecepatan dan termal mulai berkembang. Seperti ditunjukkan pada *insert* (a) gambar 4.13 untuk semua baris *tube* untuk rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ , spektrum warna berubah dari biru tua menjadi biru muda yang menunjukkan bahwa terjadi percepatan aliran. Lapis batas pada setiap sudut yang diambil pada rentang ini mengalami perkembangan namun gradien kecepatan rendah dan gradient temperatur tinggi sehingga bilangan *Nusselt* meningkat. Pada rentang sudut  $30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  pada baris pertama dan rentang  $30^\circ \leq \theta \leq 100^\circ$  pada baris selanjutnya, lapis batas kecepatan mulai mengalami perkembangan pesat sehingga gradien kecepatan meningkat dan

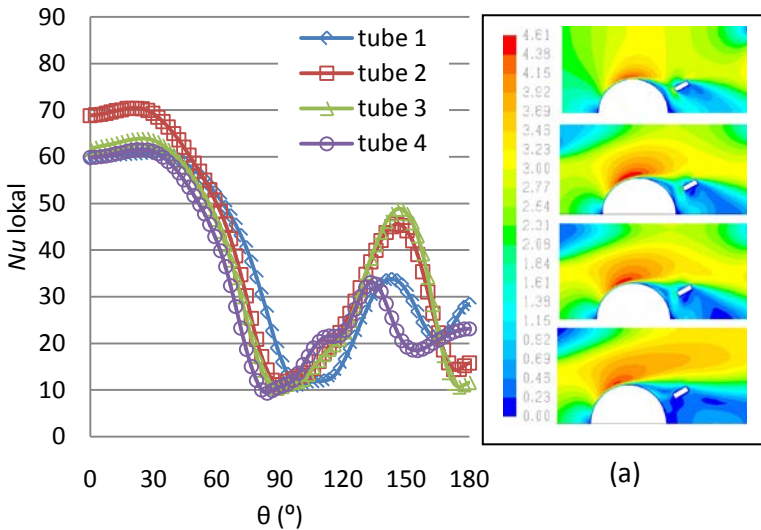


gradient temperatur menurun. Fenomena ini menyebabkan bilangan *Nusselt* memiliki *trendline* menurun hingga mencapai titik separasi. Setelah melewati titik separasi, bilangan *Nusselt* kembali meningkat disebabkan oleh adanya turbulensi aliran di daerah *downstream* mengakibatkan munculnya *vortex* yang meningkatkan intensitas *mixing* molekul-molekul fluida seperti ditunjukkan pada *insert* (a, yaitu pada daerah di belakang *tube* dengan spektrum warna biru. Hal ini disebabkan oleh *eddies* mensirkulasikan kembali bagian aliran fluida utama yang telah menerima panas dari bagian sebelumnya.

#### 4.3.1.2 Analisa Distribusi Bilangan *Nusselt* pada Model Modifikasi

##### 1. Analisa Distribusi Bilangan *Nusselt* pada *Tube Banks* dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut $30^\circ$

Gambar 4.14 menunjukkan grafik distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada *tube banks* dengan diameter *tube* sebesar 15,88 mm yang pada *fin* diberi *rectangular obstacle* bersudut  $30^\circ$  diukur dari titik stagnasi ujung akhir *tube*. Serupa dengan *tube banks* tanpa modifikasi, *trendline* pada kontur dengan sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$  menunjukkan peningkatan nilai *Nu* dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $30^\circ$  dari titik stagnasi hingga titik pada sudut  $\theta \approx 90^\circ$  yang merupakan titik dengan nilai *Nu* minimum untuk *tube* baris pertama dan  $\theta \approx 80^\circ$  untuk baris selanjutnya. Fenomena yang terjadi pada kontur sejak titik stagnasi awal hingga titik separasi disebabkan oleh hal yang sama dengan model *baseline*. Namun terdapat perbedaan distribusi bilangan *Nusselt* untuk masing-masing baris *tube* pada rentang sudut kontur sebesar  $100^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ .



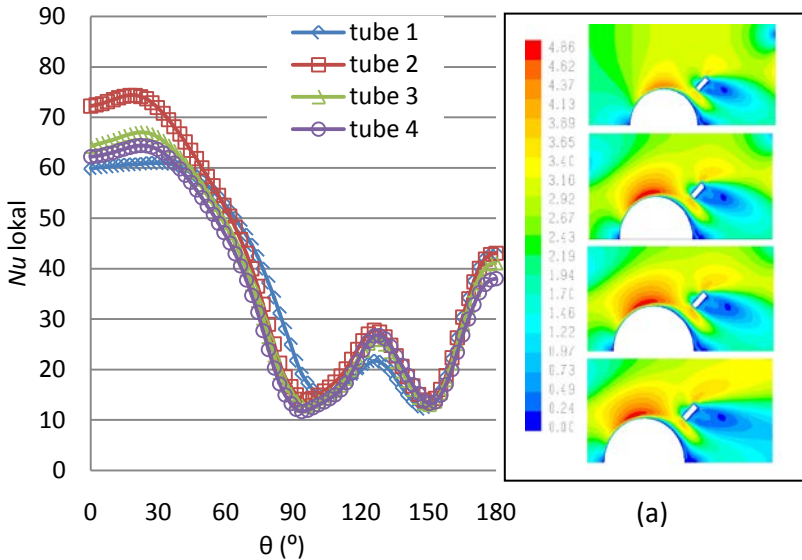
**Gambar 4.14** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 30^\circ$ , *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

Setelah mengalami separasi, aliran mulai memasuki daerah dengan lapis batas turbulen sehingga terjadi peningkatan kembali nilai bilangan *Nusselt* lokal. Efek penambahan *rectangular obstacle* mulai terlihat pada daerah *downstream tube* dengan rentang sudut  $\theta \approx 140^\circ$  untuk *tube* pertama,  $\theta \approx 150^\circ$  untuk *tube* kedua dan ketiga serta  $\theta \approx 130^\circ$  untuk *tube* keempat. Penambahan *RO* menyebabkan peningkatan bilangan *Nu* lokal sehingga trendline mengalami kenaikan. Aliran utama yang mengalir pada kontur seakan-akan dipecah oleh *RO* sehingga terjadi percabangan aliran, sebagian besar aliran dipercepat menuju baris *tube* selanjutnya dan sebagian kecil aliran dialirkan melalui celah sempit yang dibentuk antara *RO* dengan permukaan *tube*. Aliran yang melewati celah sempit ini mengalami percepatan. Peristiwa aliran yang terjadi pada keempat kontur *tube* ditunjukkan pada gambar 4.14 *insert* (a). Telah dijabarkan

pada persamaan 2.9, kecepatan aliran berbanding lurus dengan koefisien konveksi ( $h$ ), sehingga bilangan  $Nu$  juga meningkat. Peningkatan bilangan  $Nu$  yang signifikan terjadi pada baris *tube* kedua dan ketiga. Peningkatan bilangan  $Nu$  pada baris keempat tidak signifikan, disebabkan oleh hanya sebagian kecil fluida yang dialirkan melalui celah sempit, seperti ditunjukkan pada *insert* (a) gambar 4.14. Setelah mengalami kenaikan bilangan  $Nu$ , *trendline* kembali mengalami penurunan disebabkan oleh penurunan gradient temperatur akibat *reattachment* aliran menuju kontur. Pada daerah ujung belakang *tube*, *trendline* kembali meningkat disebabkan terbentuknya *vortex* sehingga aliran menjadi lebih turbulen dan terjadi *mixing* molekul-molekul fluida yang mengakibatkan perpindahan panas menjadi meningkat.

## 2. Analisa Distribusi Bilangan *Nusselt* pada *Tube Banks* dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut $45^\circ$

Gambar 4.15 menunjukkan grafik distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada *tube banks* dengan diameter *tube* sebesar 15,88 mm yang pada *fin* diberi *rectangular obstacle* bersudut  $45^\circ$  diukur dari titik stagnasi ujung akhir *tube*. Serupa dengan *tube banks* dengan penambahan *RO* dengan  $\alpha = 30^\circ$ , *trendline* pada kontur dengan sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$  menunjukkan peningkatan nilai  $Nu$  dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $30^\circ$  dari titik stagnasi hingga titik pada sudut  $\theta \approx 100^\circ$  yang merupakan titik dengan nilai  $Nu$  minimum untuk *tube* baris pertama dan  $\theta \approx 90^\circ$  untuk baris selanjutnya. Fenomena yang terjadi pada kontur sejak titik stagnasi awal hingga titik separasi disebabkan oleh hal yang sama dengan model *baseline*. Namun terdapat perbedaan distribusi bilangan *Nusselt* untuk masing-masing baris *tube* pada rentang sudut kontur sebesar  $100^\circ < \theta \leq 180^\circ$ .



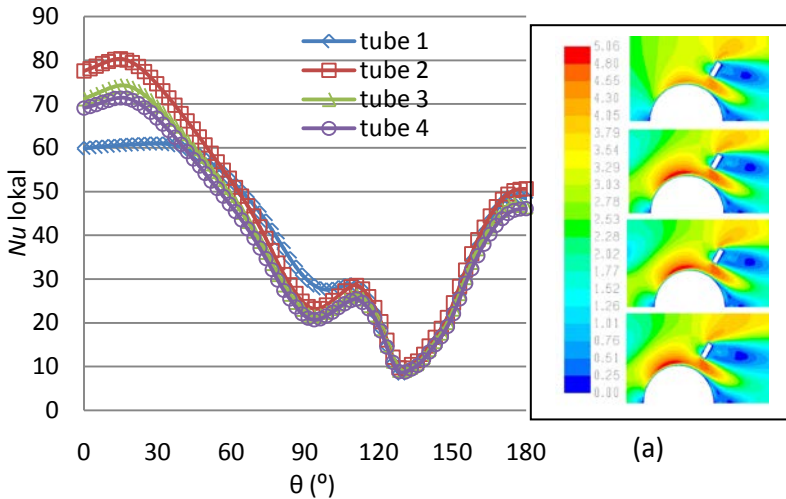
**Gambar 4.15** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 45^\circ$ , *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

Berdasarkan gambar 4.15, efek penambahan *rectangular obstacle* terlihat pada daerah *downstream tube* dengan rentang sudut sebesar  $110^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$ . Aliran yang mengalami percepatan pada daerah *upstream tube* mengalami penurunan distribusi bilangan *Nu* akibat menebalnya lapis batas kecepatan yang berakibat pada menurunnya nilai gradient temperatur. Namun karena adanya *rectangular obstacle* yang dipasang pada sudut  $\alpha = 45^\circ$  dari ujung akhir *tube*, separasi yang seharusnya terjadi pada  $\theta \approx 90^\circ$  tertunda hingga sudut  $\theta \approx 150^\circ$ . *Rectangular obstacle* menyebabkan penyempitan aliran dekat dinding sehingga aliran utama seakan-akan dipecah dan sebagian aliran diarahkan melewati celah yang dibentuk antara *tube* dan *obstacle*. Peristiwa aliran yang terjadi pada keempat kontur *tube* ditunjukkan pada gambar 4.15 *insert* (a). Aliran yang melewati celah mengalami

percepatan sehingga terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi lokal aliran dan bilangan  $Nu$  turut meningkat. Setelah mencapai nilai maksimum kedua, *trendline* kembali menurun diakibatkan menurunnya gradient temperatur akibat perjalanan fluida di sepanjang kontur. Setelah melewati titik minimum kedua, bilangan  $Nu$  kembali meningkat karena adanya *vortex* yang terbentuk pada daerah ujung akhir *tube*. Selain memberikan pengaruh terhadap distribusi bilangan *Nusselt* pada 1 buah *tube*, pemberian *RO* membantu meningkatkan nilai kecepatan aliran utama yang mengalir menuju *tube* baris selanjutnya sehingga *trendline* nilai bilangan *Nusselt* meningkat. Peningkatan *trendline* paling tinggi dicapai oleh *tube* pada baris kedua.

### 3. Analisa Distribusi Bilangan *Nusselt* pada *Tube Banks* dengan Penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut $60^\circ$

Gambar 4.16 menunjukkan grafik distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada *tube banks* dengan diameter *tube* sebesar 15,88 mm yang pada *fin* diberi *rectangular obstacle* bersudut  $60^\circ$  diukur dari titik stagnasi ujung akhir *tube*. Sedikit berbeda dengan *trendline* grafik bilangan  $Nu$  lokal pada ketiga model *tube banks* sebelumnya, nilai  $Nu$  lokal pada kontur cenderung konstan pada rentang  $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$  untuk baris pertama dan untuk baris kedua hingga keempat *trendline* meningkat pada rentang  $0^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$ . Setelah melalui rentang ini, *trendline* nilai  $Nu$  lokal mengalami penurunan yang cukup signifikan hingga sudut  $\theta \approx 90^\circ$ . Kemudian *trendline* kembali meningkat hingga mencapai  $\theta \approx 120^\circ$ . *Trendline* mengalami penurunan nilai kembali hingga mencapai nilai minimum pada  $\theta \approx 130^\circ$ . Pada kontur dengan rentang  $130^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$  *trendline* kembali mengalami peningkatan bilangan  $Nu$  lokal hingga pada sudut  $\theta = 180^\circ$ , *trendline* mencapai nilai bilangan  $Nu$  maksimal kedua untuk seluruh baris *tube*.



**Gambar 4.16** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* dengan penambahan RO bersudut  $\alpha = 60^\circ$ , *insert* (a) Visualisasi kecepatan lokal untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping velocity* dalam satuan m/s)

Efek dari penambahan *rectangular obstacle* terlihat pada daerah *downstream tube* dengan rentang sudut sebesar  $90^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$ . Aliran yang mengalami percepatan pada daerah *upstream tube* mengalami penurunan distribusi bilangan  $Nu$  akibat menebalnya lapis batas kecepatan yang berakibat pada menurunnya nilai gradient temperatur. Namun karena adanya *rectangular obstacle* yang dipasang pada sudut  $\alpha = 60^\circ$  dari ujung akhir *tube*, separasi yang seharusnya terjadi pada  $\theta \approx 90^\circ$  tertunda hingga sudut  $\theta \approx 130^\circ$ . *Rectangular obstacle* menyebabkan penyempitan aliran dekat dinding sehingga aliran utama seakan-akan dipecah dan sebagian aliran diarahkan melewati celah yang dibentuk antara *tube* dan *obstacle*. Peristiwa aliran yang terjadi pada keempat kontur *tube* ditunjukkan pada gambar 4.16 *insert* (a). Aliran yang melewati celah mengalami percepatan sehingga terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi lokal aliran dan

bilangan  $Nu$  lokal turut meningkat. Setelah mencapai nilai maksimum kedua, *trendline* kembali menurun diakibatkan menurunnya gradient temperatur akibat perjalanan fluida di sepanjang kontur. Setelah melewati titik minimum kedua, bilangan  $Nu$  kembali meningkat karena adanya *vortex* yang terbentuk pada daerah ujung akhir *tube*. Selain memberikan pengaruh terhadap distribusi bilangan *Nusselt* pada 1 buah *tube*, pemberian  $RO$  membantu meningkatkan nilai kecepatan aliran utama yang mengalir menuju *tube* baris selanjutnya sehingga *trendline* nilai bilangan *Nusselt* meningkat. Peningkatan *trendline* paling tinggi dicapai oleh *tube* pada baris kedua.

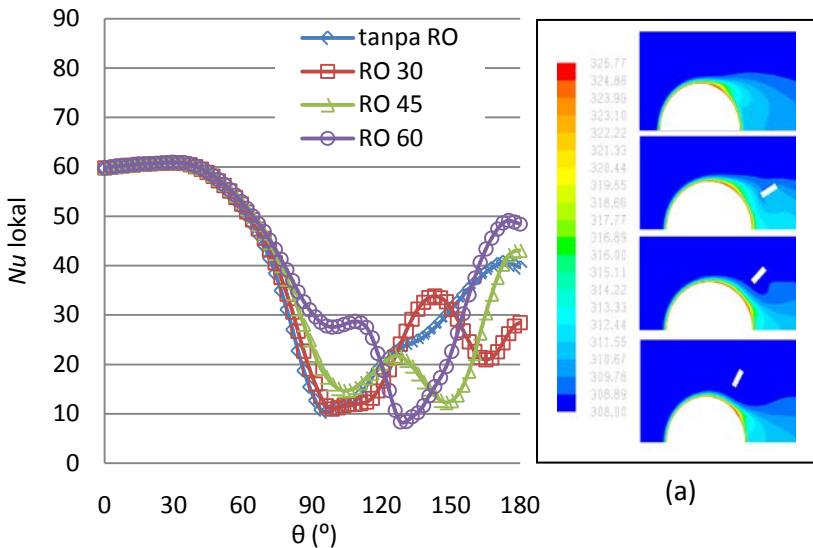
#### **4.3.2 Perbandingan Bilangan *Nusselt* Lokal pada *Tube Banks Model Baseline* dengan *Tube Banks Model Modifikasi***

Telah dijelaskan di atas mengenai fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks*, baik untuk model *baseline* maupun model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* yang bervariasi sudut peletakan sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ . Pada bagian ini dibandingkan efek penambahan *rectangular obstacle* dengan variasi sudut terhadap model *baseline* yang ditinjau pada *tube* baris pertama dan *tube* baris kedua dengan bilangan *Reynolds* tetap, yaitu sebesar 1913.

Gambar 4.17 merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan *Nusselt* yang ditinjau pada *tube* baris pertama. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan *Nusselt* memiliki *trendline* yang serupa dan memiliki nilai distribusi yang cenderung serupa antara satu model dengan model lainnya hingga sudut  $\theta \approx 80^\circ$ . Pada rentang ini, aliran masih berperilaku alami sesuai dengan perkembangan *boundary layer* laminar dan tidak terpengaruh oleh efek penambahan *rectangular obstacle*. Setelah melewati daerah *upstream* silinder, yaitu pada rentang sudut  $80^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , penambahan *rectangular obstacle* mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas. Modifikasi menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada

permukaan *tube* disebabkan oleh adanya percepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube* dengan penghalang. Penambahan *rectangular obstacle* mampu memperkecil daerah *wake* di belakang *tube* baris pertama dan meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut  $\alpha = 60^\circ$  berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari *trendline* yang paling tinggi dan rata-rata bilangan *Nusselt* yang paling tinggi dibanding kedua model lainnya.

Peningkatan bilangan *Nusselt* lokal dengan penambahan *rectangular obstacle* pada *tube* baris pertama terhadap bilangan *Nusselt* lokal tanpa modifikasi dibandingkan dengan model *baseline* ditampilkan pada tabel 4.7 yang merupakan rangkuman dari lampiran nomor 3.



**Gambar 4.17** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model *baseline* dan model dengan penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  pada *tube* baris pertama, *insert* (a) Visualisasi temperatur untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping temperature* dalam satuan K)



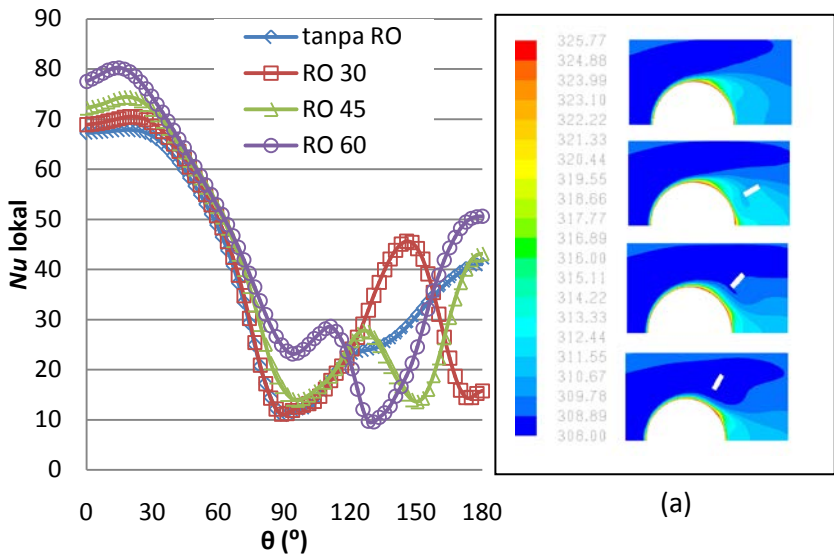
**Tabel 4.7** Kisaran Kenaikan Bilangan *Nusselt* rata-rata Akibat Adanya Penambahan *RectangularObstacle* pada *tube* baris pertama terhadap model *baseline*

Posisi <i>Rectangular Obstacle</i> ( $\alpha$ )		
30°	45°	60°
-3,058%	-2,385%	5,132%

Gambar 4.18 merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan *Nusselt* yang ditinjau pada *tube* baris kedua. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan *Nusselt* memiliki *trendline* yang serupa dan memiliki nilai distribusi yang cenderung serupa antara satu model dengan model lainnya hingga sudut  $\theta \approx 75^\circ$ . Pada rentang ini, aliran masih berperilaku alami sesuai dengan perkembangan *boundary layer* laminar dan tidak terpengaruh oleh efek penambahan *rectangular obstacle* sehingga distribusi bilangan *Nu* cenderung menurun. Akan tetapi terdapat perbedaan nilai distribusi bilangan *Nu* pada titik stagnasi pada masing-masing model, dimana nilai *Nu* tertinggi di titik stagnasi diperoleh dari penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 60^\circ$ . Setelah melewati daerah *upstream* silinder, yaitu pada rentang sudut  $75^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , penambahan *rectangular obstacle* mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas. Modifikasi menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada permukaan *tube* disebabkan oleh adanya percepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube* dengan penghalang. Penambahan *rectangular obstacle* mampu memperkecil daerah *wake* di belakang *tube* baris kedua dan meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut  $\alpha = 60^\circ$  berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari *trendline* yang paling tinggi dan rata-rata bilangan *Nusselt* yang paling tinggi dibanding kedua model lainnya.

Peningkatan bilangan *Nusselt* lokal dengan penambahan *rectangular obstacle* pada *tube* baris kedua terhadap bilangan *Nusselt* lokal tanpa modifikasi terhadap model *baseline*

ditampilkan pada tabel 4.8. Nilai pada tabel 4.8 merupakan rangkuman dari lampiran nomor 3.



**Gambar 4.18** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model *baseline* dan model dengan penambahan *Rectangular Obstacle* bersudut  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  pada baris kedua, *insert* (a) Visualisasi temperatur untuk (1) *Tube* pertama, (2) *tube* kedua, (3) *tube* ketiga dan (4) *tube* keempat (*mapping temperature* dalam satuan K)

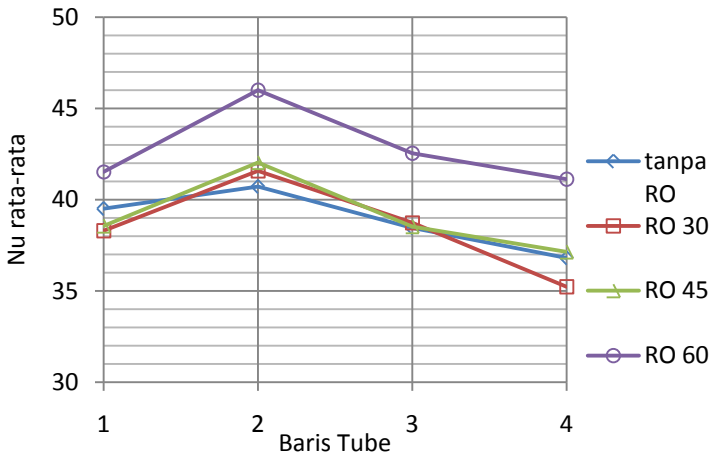
**Tabel 4.8** Kisaran Kenaikan Bilangan *Nusselt* rata-rata Akibat Adanya Penambahan *Rectangular Obstacle* pada *tube* baris kedua terhadap model *baseline*

Posisi <i>Rectangular Obstacle</i> ( $\alpha$ )		
$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$
2,131%	3,250%	12,969%

### 4.3.3 Perbandingan Bilangan *Nusselt* Rata-rata pada *Tube Banks Model Baseline* dengan *Tube Banks Model Modifikasi*

Berdasarkan gambar 4.19 mengenai rata-rata nilai bilangan *Nusselt* lokal pada keempat baris *tube* dapat dilihat pada model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* memiliki nilai rata-rata yang lebih tinggi dibandingkan dengan model *baseline*. Penambahan *rectangular obstacle* secara rata-rata mampu meningkatkan koefisien konveksi lokal *tube* yang berakibat pada peningkatan nilai bilangan *Nusselt* pada *tube* baris kedua.

Grafik bilangan *Nusselt* rata-rata untuk model *baseline* memiliki *trendline* yang cenderung menurun pada setiap baris *tube* dan memiliki nilai yang paling rendah dibandingkan dengan model modifikasi. Peletakan *rectangular obstacle* pada sudut yang semakin besar menyebabkan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* semakin meningkat, terutama pada sudut  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$ .



**Gambar 4.19** Rata-rata bilangan *Nusselt* lokal pada keempat baris *tube* untuk model *baseline* dan model dengan penambahan *rectangular obstacle* sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$

Rata-rata bilangan *Nusselt* pada susunan *tube* baris kedua meningkat pada model modifikasi disebabkan oleh adanya percepatan aliran yang melalui celah antara *tube downstream* dan *tube upstream* pada baris pertama. Selain mempercepat aliran yang melalui celah antara *tube* dengan penghalang, *rectangular obstacle* juga mengarahkan aliran utama (*mainstream*) menuju ke *tube* selanjutnya. Pada *tube* baris ketiga dan keempat nilai rata-rata bilangan *Nusselt* menurun seperti ditunjukkan pada *trendline* gambar 4.15. Penurunan nilai rata-rata diakibatkan oleh efek turbulensi pada aliran utama telah menjadi *steady*.

Peningkatan nilai bilangan *Nusselt* pada sudut  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  merupakan yang terbesar, sedangkan secara rata-rata, modifikasi permukaan *fin* dengan memasang *rectangular obstacle* bersudut  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  tidak memberikan peningkatan rata-rata bilangan *Nusselt*. Model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  menghasilkan nilai rata-rata terendah disebabkan oleh aliran fluida yang melalui kontur permukaan *tube* telah mengalami separasi pada daerah sebelum aliran menumbuk dan dipecah oleh *rectangular obstacle*. Fenomena ini tetap menyebabkan aliran fluida mengalir melalui celah sempit di belakang *tube*, namun fluida yang dialirkan telah memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan ketiga model lainnya sehingga perpindahan panas pada daerah ini cenderung lebih rendah. Peningkatan nilai bilangan *Nusselt* untuk masing-masing model modifikasi terhadap model *baseline* diperlihatkan pada tabel 4.9 yang merupakan rangkuman dari lampiran nomor 3.

**Tabel 4.9** Kisaran Kenaikan Bilangan *Nusselt* rata-rata Akibat Adanya Penambahan *Rectangular Obstacle* pada keseluruhan *Tube Bank* terhadap Model *Baseline*

Posisi <i>Rectangular Obstacle</i> ( $\alpha$ )		
$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$
-1,053%	0,502%	10,107%

Bilangan *Nusselt* secara *overall* atau rata-rata keseluruhan merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*,

$Nu = f(Re, Pr)$ , dimana bilangan *Reynolds* merupakan fungsi dari besar massa jenis ( $\rho$ ), kecepatan fluida ( $v$ ), diameter ( $d$ ) dan viskositas dinamik ( $\mu$ ). Sesuai dengan persamaan yang dicetuskan oleh **Grimisson** dan **Zukauskas** mengenai hubungan antara bilangan *Nusselt* dengan kecepatan aliran fluida, ketika semakin cepat aliran fluida mengalir melalui permukaan dengan temperatur yang berbeda, maka akan terjadi peningkatan perpindahan panas yang ditunjukkan dengan meningkatnya nilai koefisien konveksi ( $h$ ) dan secara langsung juga meningkatkan nilai bilangan *Nusselt*. Disamping memiliki hubungan perbandingan langsung dengan kecepatan, bilangan *Nusselt* juga dipengaruhi oleh besar perbedaan temperatur antara kedua reservoir. Permukaan *tube* dengan bentuk silinder sirkuler memiliki karakteristik perpindahan yang berbeda dengan perpindahan panas pada pelat datar. Jika ditinjau pada nilai  $\partial y$  yang sama, nilai perbedaan temperaturnya ( $\partial T$ ) akan menghasilkan nilai yang berbeda-beda. Seiring dengan perkembangan *boundary layer* kecepatan, pada nilai  $\partial y$  yang sama nilai  $\partial T$  akan semakin menurun. Untuk mempertahankan besar perpindahan panas konstan, maka penurunan gradien temperatur dikompensasi dengan percepatan fluida sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi ( $h$ ) serta bilangan *Nusselt* yang tetap.

Namun, pernyataan di atas berlaku jika sistem ditinjau secara keseluruhan atau secara rata-rata *overall*. Fenomena akan berbeda jika nilai bilangan *Nusselt* ditinjau secara lokal atau pada kontur dengan melihat nilai per titik. Walaupun secara rata-rata kontur pernyataan di atas sesuai, namun jika ditinjau per titik maka nilai *Nusselt* lokal ( $Nu_{\theta}$ ) akan menunjukkan karakteristik sesuai dengan perkembangan lapis batas kecepatan dan termalnya pada titik tersebut. Sehingga akan lebih baik jika ditinjau nilai kecepatan pada rata-rata kontur permukaan *tube*-nya.

#### 4.3.4. Perbandingan Bilangan *Nusselt* Rata-rata pada *Tube Banks* Model *Baseline* dengan *Tube Banks* Model Modifikasi terhadap Perhitungan Teoritis

Perbandingan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* untuk semua model *tube banks* dilakukan terhadap hasil perhitungan teoritis menggunakan persamaan 2.10 oleh **Grimisson** dan persamaan 2.16 oleh **Zukauskas**. Perbandingan dilakukan untuk validasi hasil perhitungan yang diperoleh dari perangkat lunak FLUENT. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan hasil perhitungan bilangan *Nusselt* rata-rata setiap model

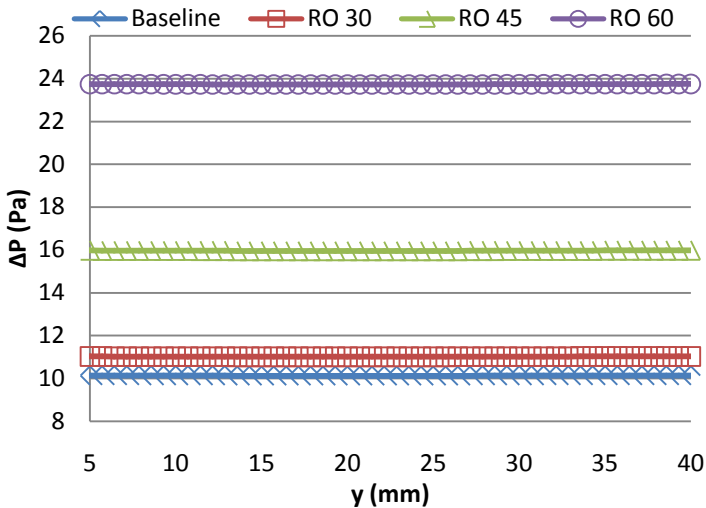
**Tabel 4.10** Perbandingan Bilangan *Nusselt* rata-rata pada Seluruh Model *Tube Banks* dengan Hasil Perhitungan Teoritis

		<i>Nu average</i>
Model	<i>Baseline</i>	38.873
	$\alpha 30^\circ$	38.463
	$\alpha 45^\circ$	39.068
	$\alpha 60^\circ$	42.802
Teoritis	Grimisson	37.945
	Zukauskas	43.227

Nilai pada tabel 4.10 menunjukkan bahwa nilai bilangan *Nusselt* rata-rata untuk model *baseline* mendekati nilai hasil perhitungan menggunakan persamaan 2.10 oleh Grimisson dan untuk model modifikasi menghasilkan nilai rata-rata yang lebih tinggi dibandingkan perhitungan teoritis dengan persamaan 2.10. Perbedaan nilai yang cukup jauh dihasilkan jika perbandingan dilakukan terhadap hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan 2.16 oleh Zukauskas. Hal ini disebabkan oleh adanya nilai faktor koreksi yang berbeda antara persamaan yang digunakan oleh Grimisson dan Zukauskas.

#### 4.4 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) pada *Tube Banks* Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Variasi Sudut Peletakan *Rectangular Obstacle*

Penambahan *rectangular obstacle* pada satu sisi dapat meningkatkan kecepatan rata-rata dan nilai bilangan *Nusselt* pada model, akan tetapi metode ini juga memberikan kerugian pada sistem. Kerugian yang ditimbulkan berupa penurunan tekanan (*pressure drop*) antara tekanan fluida pada sisi inlet dan sisi outlet. Pada sisi inlet, tekanan fluida adalah sebesar 101.325 Pa (absolut) sesuai dengan *boundary condition* untuk sistem yaitu *velocity inlet* dan nilai tekanan outlet merupakan hasil iterasi FLUENT. Penurunan tekanan untuk masing-masing model ditunjukkan pada gambar 4.20 berikut.



**Gambar 4.20** Distribusi penurunan tekanan untuk model *baseline* dan model dengan penambahan *rectangular obstacle* sebesar 30°, 45° dan 60°

Penurunan tekanan adalah fenomena yang pasti terjadi pada *tube banks* dengan jenis kompak. Perbedaan tekanan menyebabkan fluida dari sisi inlet mengalir menuju sisi outlet.

Perubahan luas penampang yang dilalui fluida akibat konfigurasi *tube* secara *staggered* mempengaruhi tekanan interior dan kecepatan fluida pada sistem. Berdasarkan gambar 4.20 dapat dilihat bahwa nilai penurunan temperatur semakin meningkat seiring semakin jauhnya peletakan *rectangular obstacle* diukur dari titik pusat *tube* ( $\alpha$ ). Peletakan *RO* pada  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  menghasilkan penurunan tekanan terbesar dibandingkan ketiga model lainnya, sedangkan model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  menghasilkan penurunan tekanan dengan nilai dan distribusi yang rendah, mendekati nilai penurunan tekanan pada model *baseline*. Nilai penurunan tekanan ditampilkan pada tabel 4.10 berikut.

**Tabel 4.11** Kisaran Nilai Penurunan Tekanan pada Sisi *Outlet* pada Model *Baseline* dan Model dengan Penambahan *Rectangular Obstacle*

Model			
Tanpa RO	$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$
10,13 Pa	11,02 Pa	15,96 Pa	23,73 Pa

Penurunan tekanan pada model tidak dapat dihindari karena hal ini merupakan konsekuensi akibat adanya peningkatan kecepatan pada sistem yang ditandai dengan meningkatnya kecepatan fluida pada sisi outlet. Mengacu pada persamaan **Bernoulli** (Fox, Pritchard, McDonald. 2010) yang ditunjukkan pada persamaan 4.3, yaitu penurunan tekanan akan dihasilkan oleh peningkatan kecepatan antara sisi inlet dan sisi outlet sistem untuk aliran inkompresibel dan *steady*.

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (4.3)$$

Penambahan *rectangular obstacle* pada model menyebabkan percepatan aliran fluida utama (*mainstream*) menuju baris *tube* selanjutnya dan percepatan pada kontur *tube* bagian *downstream*. Model modifikasi dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  menyebabkan area aliran utama di belakang *tube* menyempit dibandingkan kedua model modifikasi lainnya sehingga nilai



penurunan tekanan model ini adalah yang terbesar. Penurunan tekanan secara keseluruhan berakibat pada konsumsi daya yang dibutuhkan oleh sistem. Penurunan tekanan harus diatasi dengan penambahan kerja kompresor sehingga tekanan kembali seimbang.

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan uraian yang disampaikan pada hasil pembahasan di atas, maka dapat disimpulkan mengenai pengaruh penambahan *rectangular obstacle* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas untuk studi kasus pengaruh penambahan *rectangular obstacle* dengan variasi peletakan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ , diantaranya:

1. Grafik kecepatan lokal yang menunjukkan karakteristik aliran, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur untuk *tube banks* dengan penambahan *rectangular obstacle* dibandingkan dengan model *baseline*, dimana untuk *RO* dengan  $\alpha = 30^\circ$  terjadi penurunan sebesar 0,584%, peningkatan untuk *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  adalah sebesar 4,140 %, serta peningkatan untuk *RO* dengan  $\alpha = 60^\circ$  adalah sebesar 34,709%
2. Grafik bilangan *Nusselt* lokal yang menunjukkan karakteristik perpindahan panas, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* lokal kontur untuk *tube banks* dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\alpha = 60^\circ$  dibandingkan dengan model *baseline*, dimana peningkatan untuk *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  adalah sebesar 0,502 % dan peningkatan untuk *RO* dengan  $\alpha = 60^\circ$  adalah sebesar 10,107%, sedangkan *tube banks* dengan *RO* bersudut  $\alpha = 30^\circ$  mengalami penurunan nilai *Nu* dibandingkan model *baseline* dengan penurunan rata-rata nilai sebesar 1,053%
3. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) terjadi pada seluruh model dengan nilai  $\Delta P$  pada model *baseline* sebesar 10,13 Pa, *RO* dengan  $\alpha = 30^\circ$  adalah sebesar 11,02 Pa, penurunan untuk *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  adalah sebesar 15,96 Pa, serta penurunan untuk *RO* dengan  $\alpha = 60^\circ$  adalah sebesar 23,73 Pa

4. Perpindahan panas, karakteristik aliran dan penurunan tekanan yang dihasilkan pada model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 60^\circ$  menunjukkan nilai tertinggi dibandingkan model *baseline* dan model modifikasi dengan peletakan *RO* bersudut  $\alpha = 30^\circ$  dan  $\alpha = 45^\circ$
5. *Tube banks* dengan variasi peletakan *rectangular obstacle* pada sudut  $\alpha = 30^\circ$ , tidak memberikan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan model *baseline* dan model modifikasi dengan variasi sudut peletakan  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\alpha = 60^\circ$

## 5.2 Saran

Berdasarkan hasil studi numerik yang dilakukan terhadap variasi dari permodelan, yaitu model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan variasi sudut peletakan sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ , adapun saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya adalah :

1. Perlu dilakukan penelitian menggunakan CFD secara 3D untuk mendapatkan hasil penelitian yang mendekati kondisi sebenarnya.
2. Perlu dilakukan modifikasi bentuk yang lain dari *rectangular obstacle*, jarak antara *rectangular obstacle* dengan *tube*, panjang *rectangular obstacle*, peletakan *tube* dibagian yang berbeda, dan lain sebagainya.
3. Perlu dilakukan studi numerik dengan kualitas dalam pemodelan gambit agar didapatkan karakteristik aliran yang baik. Di samping itu, waktu iterasi yang dibutuhkan lebih singkat dan memori data yang digunakan lebih rendah
4. Berdasarkan fenomena yang terjadi pada *tube* dengan bentuk silinder sirkuler dengan penambahan *rectangular obstacle*, menarik untuk dikembangkan dengan menggunakan variasi bilangan *Reynolds* dan jenis *tube banks* yang berbeda

## DAFTAR PUSTAKA

- ....., **A/C Evaporators and Condensers**. Diakses Februari 2014.  
<<http://karyergroup.com/english/productsad72.html?cid=F>>
- .....**Fluent 6.3 User's Guide**. Diakses Maret 2014.  
<[http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/main\\_pre.htm](http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/main_pre.htm)>
- .....**Plate Heat Exchanger**. Diakses Maret 2014.  
< <http://www.china-ogpe.com>>
- .....**Spiral and IQF Evaporators**. Diakses Maret 2014.  
<<http://colmaccoil.com/customevaporators/IQF/>>
- .....**Wavy Plate Heat Exchanger**. Diakses Maret 2014.  
<<http://www.dolphinheattransfer.com>>
- Eckert, E.R.G. dan R. M. Drake. 1972. **Analysis of Heat and Mass Transfer**. New York : McGraw-Hill
- Fox, Robert W., Pritchard, P.J. dan McDonald, Alan T. 2010. **Introduction to Fluid Mechanics** (Ed.7). Asia: John Wiley & Sons
- Incropera, Frank P., *et al.* 2007. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer** (Ed.6). Singapura: John Wiley & Sons
- Moran, Michael J. dan Shapiro, H.N. 2006. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics** (Ed.5). Inggris: John Wiley & Sons
- Chairunnisa dan Prabowo. 2013. **Studi Numerik Pengaruh Convergency Promoters (CPs) terhadap**

**Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas dengan  $l/D= 0.25$ , pada Tube Banks tersusun Staggered.**  
Jurnal Teknik POMITS Volume 2(2), ISSN: 2337-3539

Hu, W.L., Song, K.W., Guan, Y., Chang, L.M., Liu, S. dan Wang, L.B. Maret 2013. **Secondary Flow Intensity Determines Nusselt Number on the Fin Surfaces of Circle Tube Bank Fin Heat Exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 62: 620-631

Jagadeesh, P. dan Murali, K. 2005. **Application of Low-Re Turbulence Models for Flow Simulations Past Underwater Vehicle Hull Forms.** Journal of Naval Architecture and Marine Engineering

Ramadhan, Abdulmajeed A. 2012. **Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer over a Bank of Oval Tubes Heat Exchanger with Vortex Generators.** Anbar Journal of Engineering Sciences Volume 5(1): 88-108

Yadav, P., Kumar, P. dan Singh, B. 2012. **Study of Fluid Flow and Heat Transfer in Plate Fin Heat Exchanger at Varying Reynold's Number** . Proceeding of the National Conference on Trends and Advances of Science and Technology. Fariabad, Haryana. 19-20 Oktober

Sweat, E.V. 1976. **A Miniature Thermal Conductivity Probe for Foods.** American Society of Mechanical Engineers Paper 76-HT-60. Agustus 1976



## RIWAYAT PENULIS

Nurul Komari, akrab dipanggil Rury, lahir di Pamekasan pada tanggal 15 Juni 1992, merupakan anak pertama dari 2 bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari TK Pertiwi Kota Sumenep tahun 1996-1998 dan dilanjutkan ke SDN Pajagalan II Sumenep pada tahun 1998-2004. Jenjang pendidikan menengah ditempuh di SMPN 1 Sumenep pada tahun 2004-2007 dan SMAN 1 Sumenep pada tahun 2007-2010. Dengan motivasi kuat untuk meningkatkan ilmu pengetahuan dan derajat keluarga, penulis berhasil menempuh pendidikan di perguruan tinggi, tepatnya di jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya pada tahun 2010-2014.

Selama menimba ilmu di Teknik Mesin ITS, penulis juga aktif dalam mengikuti kegiatan berorganisasi. Pada tahun 2011 hingga 2013 penulis mengikuti organisasi jurnalistik mahasiswa Teknik Mesin yaitu DIMENSI dan pada periode jabatan kedua diamanahi untuk menjadi Pimpinan Redaksi. Di samping itu penulis juga pernah menjadi anggota panitia dan aktif sebagai *master of ceremony (mc)* dalam berbagai kegiatan kampus. Dalam bidang akademik penulis juga pernah menjadi grader dan asisten kelas beberapa mata kuliah, antara lain desain, manufaktur dan perpindahan panas.

Dengan adanya pengalaman dan ilmu pengetahuan yang telah diperoleh selama menimba ilmu pengetahuan di Teknik Mesin, penulis berharap untuk bisa mengamalkan ilmu dan berdedikasi untuk kemajuan agama, bangsa, institute, keluarga dan orang-orang di sekitarnya.

Kontak penulis : [nurul\\_komari15@yahoo.com](mailto:nurul_komari15@yahoo.com)

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## LAMPIRAN

### 1. Katalog produk *straight fin heat exchanger* dari Karyer Group Company beserta data teknis

BATARYA TIPI / COIL TYPE / WÄRMETAUSCHER TYP - 1635	
<b>{ FIN } / { LAMELLEN }</b>	
Borular arası adım x sıralar arası adım <i>Tube spacing x row spacing</i>	40,00x34,64mm <i>Rohrlagenabstand [übereinander] x Rohrreihenabstand</i>
Boru çapı <i>Tube outside diameter</i>	Ø5/8" (15,88mm) <i>Rohrdurchmesser</i>
Fin aralığı [Hatve] <i>Fin spacing [collar height]</i>	1,8...9,0mm [tam] <i>Lamellenabstand min./max. 12,0 mm [yıldız]</i>
Fin yüzeyi <i>Fin surface</i>	Dalgalı: Düz <i>Corrugated: Flat</i>
Lamellenoberfläche	Gewellt; Glatt
Fin malzemesi <i>Fin material</i>	Alüminyum veya bakır <i>Aluminium or copper</i>
Lamellenmaterial	Aluminium oder Kupfer
Fin kalınlığı <i>Fin thickness</i>	0,120-0,200mm <i>Lamellenstärke</i>
Sıra sayısı <i>Number of rows (R)</i>	min./max. 1,0....12,0 <i>Rohrreihenanzahl</i>
Fin kenarı <i>Fin edge</i>	Düz; Dalgalı <i>Flat; Corrugated</i>
Lamellenrand	Glatt; Gewellt

R: SIRA SAYISI / ROW NUMBERS /  
ROHRREIHENANZAHL

T: BORU SAYISI / NUMBER OF TUBES /  
ANZAHL DER RÖHRE IN DER HÖHE

- Finlerimiz rezistans delikli olarak da üretilebilir. / Fins can be produced with holes for heating elements. Unsere Lamellen können auch mit Löchern für die Heizstäbe hergestellt werden.

K-01.12/16.Rev7-0210



Gambar 1. Kondensator A/C Tipe 1635 produksi Karyer Group Company



2. Tabel Kenaikan Kecepatan Lokal Aliran pada Kontur *Tube* pada Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Variasi Peletakan *RO* pada sudut sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$

Tabel 1. Nilai Rata-rata Kecepatan Model *Baseline*

Tanpa RO	Rata-rata Kecepatan Lokal Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	rata2 kecepatan
	0,593	0,624	0,613	0,599	0,607

Tabel 2. Nilai Rata-rata Kecepatan Model dengan  $\alpha = 30^\circ$ 

$\alpha = 30^\circ$	Rata-rata Kecepatan Lokal Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	rata2 kecepatan
	0,597	0,647	0,609	0,563	0,604
kenaikan	0,775%	3,606%	-0,658%	-6,074%	

Tabel 3. Nilai Rata-rata Kecepatan Model dengan  $\alpha = 45^\circ$ 

$\alpha = 45^\circ$	Rata-rata Kecepatan Lokal Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	rata2 kecepatan
	0,581	0,670	0,639	0,641	0,633
kenaikan	-2,037%	7,254%	4,217%	6,928%	

Tabel 4. Nilai Rata-rata Kecepatan Model dengan  $\alpha = 60^\circ$ 

$\alpha = 60^\circ$	Rata-rata Kecepatan Lokal Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	rata2 kecepatan
	0,721	0,864	0,842	0,846	0,818
kenaikan	21.661%	38.351%	37.395%	41.075%	

Tabel 5. Nilai Rata-rata Kenaikan Kecepatan Model Modifikasi dibandingkan dengan Model *Baseline*

Kenaikan Kecepatan Lokal Rata-rata dengan Peletakan <i>RO</i> pada $\alpha$		
30°	45°	60°
-0,548%	4,140%	34,709%

3. Tabel Kenaikan Bilangan *Nusselt* Aliran pada Kontur *Tube* pada Model *Baseline* dan Model Modifikasi dengan Variasi Peletakan *RO* pada sudut sebesar 30°, 45° dan 60°

Tabel 6. Nilai Rata-rata Bilangan *Nusselt* Model *Baseline*

Tanpa <i>RO</i>	Rata-rata Bilangan <i>Nu</i> Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	Rerata <i>Nusselt</i> Lokal
	39.50405	40.71928	38.45807	36.80912	38.873

Tabel 7. Nilai Rata-rata Bilangan *Nusselt* Model dengan  $\alpha = 30^\circ$

$\alpha = 30^\circ$	Rata-rata Bilangan <i>Nu</i> Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	Rerata <i>Nusselt</i> Lokal
	38.296	41.587	38.748	35.223	38.463
kenaikan	-3.058%	2.131%	0.753%	-4.309%	

Tabel 8. Nilai Rata-rata Bilangan *Nusselt* Model dengan  $\alpha = 45^\circ$

$\alpha = 45^\circ$	Rata-rata Bilangan <i>Nu</i> Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				
	1	2	3	4	Rerata <i>Nusselt</i> Lokal
	38.562	42.043	38.524	37.141	39.068
kenaikan	-2.385%	3.250%	0.172%	0.903%	

Tabel 9. Nilai Rata-rata Bilangan *Nusselt* Model dengan  $\alpha = 60^\circ$ 

$\alpha = 60^\circ$	Rata-rata Bilangan <i>Nu</i> Tube Baris ke- ( $V/V_\infty$ )				Rerata <i>Nusselt</i> Lokal
	1	2	3	4	
		41.53155	46.00034	42.54804	41.12668
kenaikan	5.132%	12.969%	10.635%	11.730%	

Tabel 10. Nilai Rata-rata Bilangan *Nusselt* Model Modifikasi dibandingkan dengan Model *Baseline*

Kenaikan Bilangan <i>Nusselt</i> Rata-rata dengan Peletakan <i>RO</i> pada $\alpha$		
$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$
-1.053%	0.502%	10.107%