

## STUDI NUMERIK PENGARUH *REYNOLDS NUMBER* TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS PADA SUSUNAN PIPA TIPE STAGGERED

Yusuf<sup>1</sup>, Kuniawan Tardi<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Politeknik Negeri Ketapang, Jl. Ranga Sentap-Dalong, Sukaharja Kabupaten Ketapang

Email: yusufpolitap@gmail.com<sup>1</sup>, kurniaformula1@gmail.com<sup>2</sup>

### ABSTRACT

The characteristic of fluid flow and heat transfer on a circular cylinder with particular pattern is frequently used in various branches of modern technology today. The amount of heat transfer when fluid current passes through circular cylinder is expressed by Nusselt number parameter, either local Nusselt number ( $Nu_{\phi}$ ) or average Nusselt number. Forced convection heat transfer on the circular cylinder with a staggered-type of using Reynolds number ( $Re_D$ ) varied as the value of 80, 200, 5000 while the transverse pitch ( $2D$ ,  $2D$ ). The fluid inlet temperature entering shell is 350 oK and the tube temperature is 300 oK, which is modeled with Gambit 2.4.6 and simulated using Fluent 6.3.26 with turbulent model  $k-\omega$  SST 2D steady-flow to obtain data related to the velocity profile and temperature distribution. From the simulation results obtained visualization contour of velocity, temperature and Nusselt number distribution. The smallest Nusselt value is at  $Re_D$  80 then  $Re_D$  200 and the highest is at  $Re_D$  5000.

**Keywords:** Heat Transfer, Circular Cylinder, transverse pitch, Staggered and Tube Bank.

### ABSTRAK

Karakteristik aliran dan perpindahan panas fluida terhadap silinder sirkular dengan pola tertentu sering digunakan dalam berbagai cabang teknologi modern saat ini. Besarnya nilai heat transfer saat aliran fluida melintasi silinder sirkular yang ditunjukkan dengan parameter Nusselt number, baik itu Nusselt number lokal ( $Nu_{\phi}$ ) maupun Nusselt number rata-rata. Perpindahan panas *forced convection* pada silinder sirkular tipe *staggered* dengan variasi bilangan *Reynolds* ( $Re_D$ ) yaitu 80, 200, 5000 sedangkan *transverse pitch* ( $2D$ ;  $2D$ ). Temperatur inlet fluida masuk shell 350 °K dan temperatur tube 300 °K, dimodelkan dengan Gambit 2.4.6 dan disimulasikan menggunakan Fluent 6.3.26 dengan model turbulen  $k-\omega$  SST 2D *steady-Flow* untuk memperoleh data yang berhubungan dengan profile kecepatan dan distribusi temperatur. Dari hasil simulasi ini didapatkan visualisasi kontur kecepatan, temperatur dan distribusi Nusselt number. Nilai Nusselt terkecil pada  $Re_D$  80 kemudian  $Re_D$  200 dan yang tertinggi pada  $Re_D$  5000.

**Kata kunci:** Perpindahan Panas, Silinder Sirkular, *transverse pitch*, Staggered dan Tube Bank.

Diterima Redaksi: 05-08-2021 | Selesai Revisi: 25-08-2021 | Diterbitkan Online: 31-08-2021

### 1. Pendahuluan

Silinder sirkular merupakan bentuk yang sering digunakan pada teknologi modern saat ini. Bentuk yang melengkung serta aliran melintasi permukaan silinder merupakan konsep yang digunakan untuk mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada alat penukar panas (*heat exchanger*). Didalam *heat exchangers* terjadi proses pertukaran panas antara fluida cair maupun gas, dimana fluida ini mempunyai temperatur

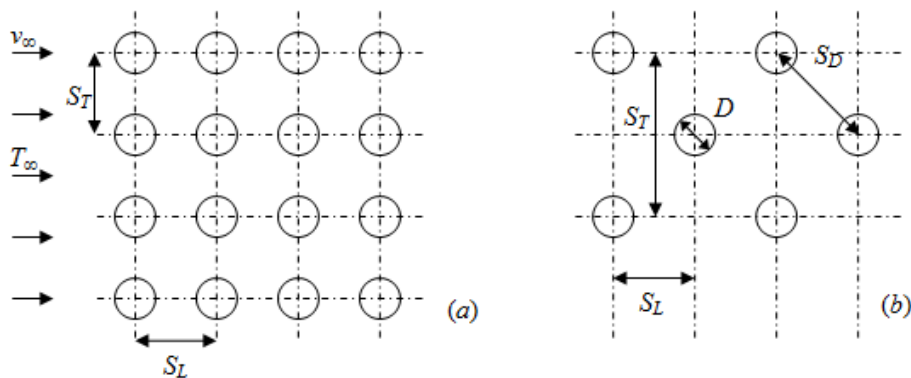
berbeda. *Heat Exchanger* banyak digunakan diberbagai industri tenaga atau industri lainnya dikarenakan mempunyai beberapa keuntungan yaitu konstruksi sederhana, kokoh, kemampuannya untuk bekerja pada tekanan dan temperatur yang tinggi.

Ada beberapa jenis *Heat exchanger* diantaranya adalah *Shell and tube heat exchanger*. Konstruksi tipe *Shell and tube heat exchanger* terdiri dari sebuah tabung yang berisikan sekumpulan *tube*. *Shell and tube heat*

*exchanger* diklasifikasikan berdasarkan jumlah laluan yang ada di sisi tube atau pada sisi shell. Konfigurasi *tube bank* yang biasa digunakan pada *Shell and Tube Heat exchanger* yaitu tipe *staggered* dan *aligned*. Dengan kecepatan fluida  $V_\infty$  dan  $T_\infty$  yang melintasi susunan tube *staggered* dan *aligned* seperti yang ditampilkan pada gambar 1. Karakteristik konfigurasi dipengaruhi oleh diameter tube ( $D$ ), jarak transversal ( $S_T$ ) dan jarak longitudinal ( $S_L$ ) yang diukur dari titik tengah tube. Kondisi aliran yang melintasi susunan tube didominasi oleh pengaruh separasi boundary layer dan olakan fluida, dimana hal ini akan mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi.

Penelitian mengenai perpindahan panas dan karakteristik aliran disekitar tube telah banyak dilakukan baik secara eksperimen maupun komputasi numerik diantaranya : study eksperimen tentang pengaruh blockage terhadap heat transfer dan flow structure pada aliran yang melintasi silinder sirkular [1], study numerik karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan silinder tandem, inline dan staggered dengan aliran udara cross flow pada

geometri dan kondisi aliran yang berbeda[2], studi numerik pada aliran yang melintasi silinder sirkular tunggal menggunakan pemodelan SST k- $\omega$ [3], eksperimen tentang perpindahan panas konveksi paksa dari aliran yang melintasi (cross flow) silinder sirkular untuk udara dan fluida cair[4], studi numerik perpindahan panas konveksi paksa pada tube bank dengan susunan tube tipe staggered[5]. Penelitian yang berkaitan dengan bilangan Reynolds digunakan sebagai parameter untuk menggambarkan regime dari suatu aliran.  $Re < 1$  aliran yang terjadi didominasi oleh gaya viskos dan boundary layer pada dinding silinder tidak terjadi separasi. Sehingga aliran pada upstream dan downstream mendekati simetri dan tidak ada vortex shedding[6]. Pada variasi susunan  $S_T$  dan  $S_L$  didapat perpindahan panas pada susunan tube tipe *staggered* lebih besar dibandingkan dengan susunan tube tipe *in-line*. Terjadi peningkatan perpindahan panas dengan menurunnya *longitudinal* dan *transverse pitch*. Perpindahan panas meningkat secara linier dengan meningkatnya bilangan Reynolds[7].



Gambar 1. Susunan Tube Bank (a) Staggered (b) Aligned[8].

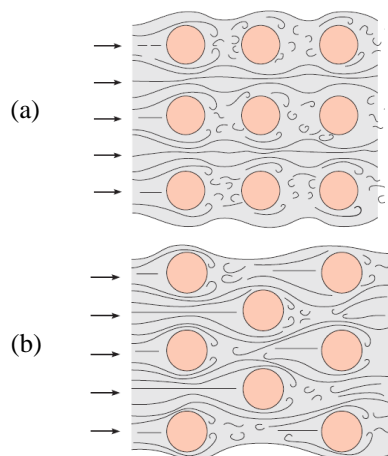
## 2. Dasar Teori

### Heat Exchanger

*Heat Exchanger* adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan energi panas diantara dua fluida yang mengalir dan memiliki perbedaan temperatur. *Heat exchanger* dapat dikelompokkan dalam beberapa jenis, berdasarkan konstruksinya yaitu : *shell and tube heat exchanger*, *compact heat exchanger* dan *concentric heat exchanger*. Sedangkan berdasarkan arah alirannya yaitu: *parallel flow*, *cross flow*, *counter flow* dan gabungan.

*Shell and tube heta exchanger* yang menurut kontruksinya dikondisikan oleh beberapa susunan *tube (tube bundle)* yang dipasangkan di dalam *shell* berbentuk silinder dimana ada dua jenis fluida yang mengalir dengan arah aliran saling tegak lurus dan terpisah yaitu fluida kerja mengalir melalui sisi *shell* dan fluida pendingin mengalir melalui sisi *tube*. Untuk mengarahkan aliran fluida di sisi *shell* maka di lengkapi dengan *baffle*. Selain itu juga terjadi perpindahan panas dari satu fluida ke fluida yang lain melalui dinding *tube*, baik dari sisi *tube* ke sisi *shell* atau sebaliknya.

### Karakteristik Aliran Fluida pada Tube Bank



**Gambar 2.** Aliran Fluida Melintasi Susunan Tube (a) *Aligned* dan (b) *Staggered*[8].

Aliran melintasi *tube* baris pertama pada *tube bank* mirip dengan aliran melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube*. Pada susunan *tube aligned*,

untuk baris kedua dan seterusnya telah terjadi turbulensi pada *upstream*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris *tube*. Pada umumnya, koefisien perpindahan panas konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris tube sampai kira-kira baris kelima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien perpindahan panas konveksi. Untuk  $S_T/S_L$  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[8].

### Persamaan Dasar Aliran Fluida

Aliran *fluida* diasumsikan 2-D, *fully developed*, *external flow*, *unsteady flow*, *incompressible* dan *viscous fluid*, dimana :

- Konservasi massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (1)$$

Dimana :

$$\nabla = \text{operator nabla} = \text{div} = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$$

- Persamaan kontinuitas

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

- Persaman momentum

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = -\frac{1}{\rho} \nabla p - g + \nu \nabla^2 u \quad (3)$$

Dimana :

$\rho$  = densitas fluida, kg/m<sup>3</sup>

$\nu$  = viskositas kinematik fluida, m<sup>2</sup>/s

$g$  = gravitasi, m/s<sup>2</sup>

$p$  = tekanan, N/m<sup>2</sup>

- Persamaan *Reynolds*

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (4)$$

dimana :

$V$  = kecepatan fluida yang melewati silinder, m/s

$D$  = Diameter, m

$\mu$  = Viskositas dinamik fluida, N.s/m<sup>2</sup>

- Persamaan energi

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p (u \cdot \nabla) T = k \nabla^2 T \quad (5)$$

Dimana :

$C_p$  = kapasitas panas spesifik, J/kg.K

$k$  = konduktivitas thermal, W/m.K

$T$  = temperatur, K

- Persamaan perpindahan panas konveksi

$$q'' = h (T_w - T_\infty) \quad (6)$$

Dimana :

$q''$  = convective heat, W/m<sup>2</sup>

$h$  = koefisien konveksi perpindahan panas, W/m<sup>2</sup>.K

$T_w$  = temperatur surface, K

$T_\infty$  = temperatur sekeliling, K

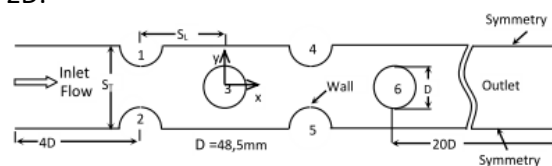
### 3. Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan pada penelitian ini yaitu metode simulasi CFD (*Computational Fluid Dynamics*) yaitu suatu ilmu pengetahuan yang mempelajari cara memprediksi aliran fluida dan perpindahan panas menggunakan persamaan-persamaan matematika. Pada dasarnya persamaan-persamaan tersebut dibangun dan dianalisa berdasarkan persamaan diferensial parsial yang mempresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum dan energi. Pada penelitian ini, aliran diasumsikan sebagai 2-D, *steady flow*, *external flow*, *incompressible fluid* dan *viscous fluid*.

#### Metode Numerik

Proses pembuatan geometri dan *meshing* dilakukan dengan menggunakan *software* Gambit 2.4 yang kemudian *diekspor* keFluent 6.3.26 untuk disimulasi. Ada beberapa tahapan yang harus dilakukan sebelum proses iterasi dilakukan. Antara lain : pemilihan model, identifikasi material, *setup Boundary condition*, pemilihan solusi. *computation*

*domain* dan *meshing* pada model ditampilkan pada gambar 3 dan 4 dengan jara ST dan SL 2D.



Gambar 3. *Computation Domain*



Gambar 4. *Meshing Silinder Sirkular Tipe Staggered*

Pengaturan simulasi pada *fluent* ditampilkan pada tabel 1 berikut:

Tabel 1 Setting *Fluent*

Setting	Identifikasi
Solver	2-D, Unsteady Pressure based, 2 <sup>nd</sup> order implicit
Turbulence model	k- $\omega$ , SST
Pressure-velocity coupling	SIMPLEC
Pressure	2 <sup>nd</sup> order upwind
Momentum	2 <sup>nd</sup> order upwind
Turbulent kinetic energy	2 <sup>nd</sup> order upwind
Turbulence dissipation rate	2 <sup>nd</sup> order upwind
Specific dissipation rate	2 <sup>nd</sup> order upwind
Konvergensi	Energy 10 <sup>-6</sup> Continuity 10 <sup>-3</sup>

### 4. Hasil dan Pembahasan

Hasil *post-processing* dari simulasi numerik dengan CFD solver FLUENT 6.2 yang terjadi pada *tube bank* tipe *staggered* dengan fluida kerja udara menghasilkan data kuantitatif berupa kontur kecepatan, kontur *vorticity*, *pathlines* dan *velocity vector*, sedangkan data kualitatif berupa grafik distribusi kecepatan yang berkaitan dengan karakteristik aliran.

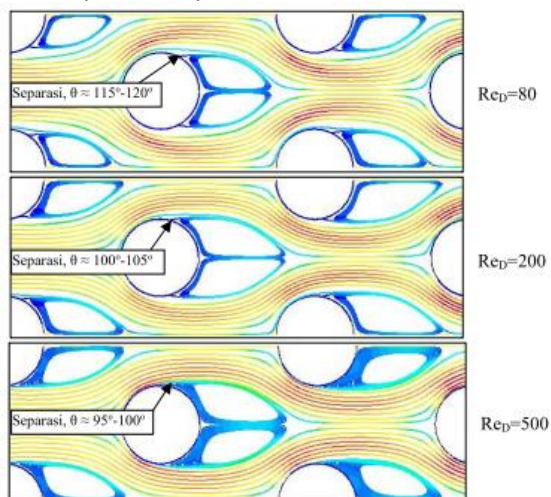
Pembahasan adalah penjelasan dasar, hubungan dan generalisasi yang ditunjukkan oleh hasil. Uraianya menjawab pertanyaan penelitian. Jika ada hasil yang meragukan maka tampilkan secara objektif.

#### Karakteristik Aliran

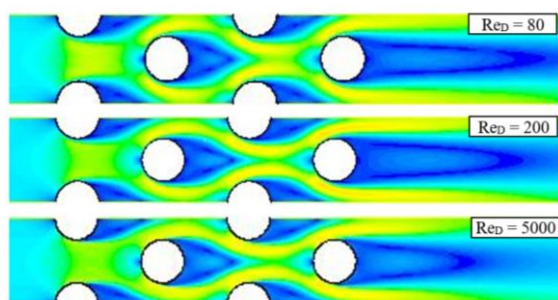
Karakteristik aliran yang melintasi (*cross flow*) silinder sirkular ditandai dengan adanya titik stagnasi, separasi *shear layer*, terbentuknya *laminar boundary layer* pada



upstream dan terjadinya *turbulent wake* secara periodik (*periodik vortek*).



Gambar 5. Pathlines dengan Variasi  $Re_D$



Gambar 6. Distribusi Kecepatan Aliran

Gambar 5 memperlihatkan *pathlines* dan distribusi kecepatan aliran untuk pengaruh *Reynolds Number* pada  $S_T \times S_L$  (2D x 2D). Berdasarkan visualisasi *pathlines* pada gambar 5, dapat dilihat bahwa peningkatan *Reynolds Number* mengakibatkan titik separasi terjadi lebih awal. Pada  $Re_D$  80 titik separasi terjadi pada  $115^\circ - 120^\circ$ ,  $Re_D$  200 titik separasi terjadi pada  $100^\circ - 105^\circ$  dan  $Re_D$  500 titik separasi terjadi pada  $95^\circ - 100^\circ$ . Hal ini sesuai dengan yang dikemukakan oleh Liendhard[9] yaitu "Dengan meningkatnya *Reynolds number* ( $300 \leq Re \leq 3 \times 10^5$ ) titik separasi akan bergerak ke depan. Pada  $Re$  sekitar  $3 \times 10^5$ , titik separasi akan bergerak ke belakang".

Gambar 6 merupakan *flow pattern* yang menggambarkan kontur kecepatan pada susunan *tube staggered* dengan variasi bilangan *Reynolds* pada  $S_T \times S_L$  masing-masing 2D x 2D. Gambar diatas memperlihatkan bahwa distribusi kecepatan yang terjadi tidak seragam dalam arah *streamwise*, dimana

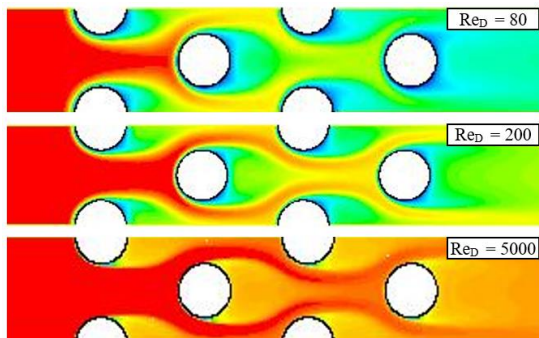
kecepatan fluida yang melintasi silinder sirkular pada row pertama, kedua dan seterusnya semakin besar. Kecepatan maksimum yang terjadi pada susunan *tube staggered* sesuai dengan persamaan  $V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$ , sehingga dengan viskositas kinematik ( $\nu$ ) dan diameter *tube* yang sama dengan jarak *transverse* yang berbeda maka *Reynolds Number* maksimum pada masing-masing konfigurasi akan berbeda, karena kecepatan maksimum berbanding lurus dengan viscositas kinematik ( $\nu$ ) sesuai dengan persamaan  $Re_{D,max} = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu}$ .

### Karakteristik Perpindahan Panas

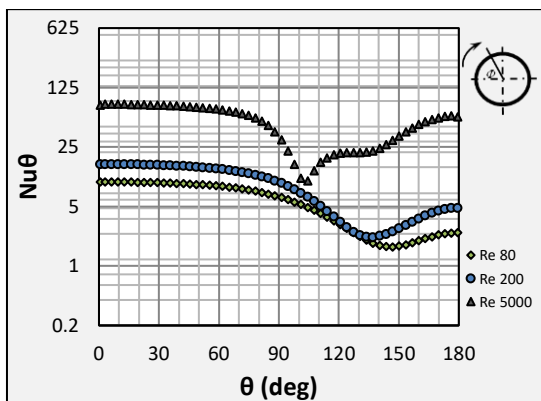
Hasil *post-processing* karakteristik perpindahan panas yang diperoleh berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kualitatif meliputi grafik distribusi *Local Nusselt number* ( $Nu_\phi$ ) dan koefisien perpindahan panas, sedangkan data kuantitatif berupa kontur temperatur.

Gambar 7 merupakan visualisasi kontur temperatur susunan *tube tipe staggered* dengan *transverse pitch* ( $S_T$ ) dan *longitudinal pitch* 2Dx2D dengan variasi *Reynolds number*. Pada gambar dapat dilihat bahwa perpindahan panas yang terjadi pada setiap *Reynolds number* terjadi perberbedaan. Pada  $Re_D$  80, kontur temperatur pada row pertama sudah mengalami penurunan temperatur yang cukup signifikan, hal ini dapat dilihat dari warna kuning kehijauan pada daerah *downstream tube* row pertama. Penurunan temperatur pada  $Re_D$  200 tidak terlalu signifikan, hal ini dapat dilihat dari kontur temperatur yang terjadi pada masing-masing row. Pada daerah *upstream* row kedua masih terlihat warna merah sedangkan pada *upstream* row ketiga dan keempat sudah berwarna kuning dan pada daerah *dowstream* row keempat berwarna hijau. Untuk  $Re_D$  5000, perpindahan panas yang terjadi pada setiap row sangat kecil hal ini dapat dilihat dari kontur temperatur daerah disekitar dinding silinder sirkular pada row pertama dan kedua kelihatan berwarna merah yang menunjukkan pada silinder tersebut memiliki temperatur yang tinggi, sedangkan kontur temperatur

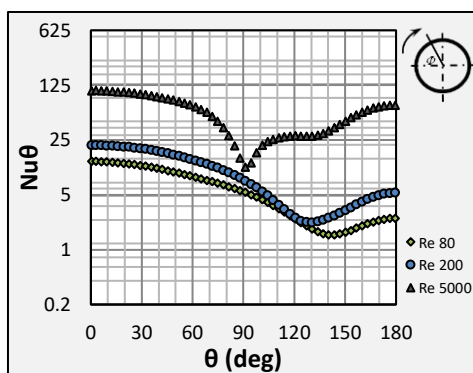
pada daerah *upstream* row ketiga dan keempat berwarna merah pudar dan pada daerah *dowstream* berwarna kuning.



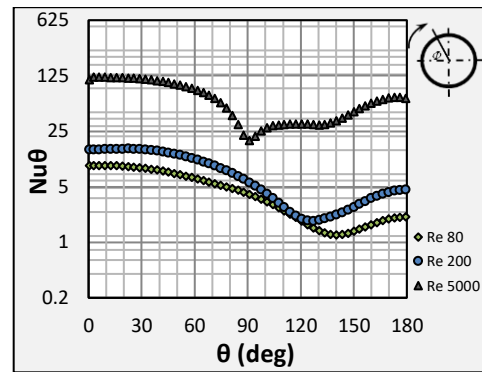
**Gambar 7.** Kontur Temperatur Susunan Tube Staggered pada  $S_T \times S_L$  (2D x 2D).



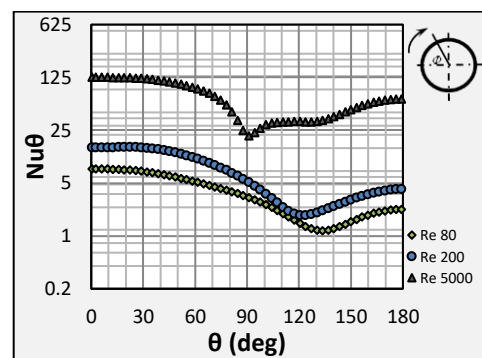
**Gambar 8.** Grafik Distribusi *Local Nusselt Number* ( $Nu_\theta$ ) Row Pertama



**Gambar 8.** Grafik Distribusi *Local Nusselt Number* ( $Nu_\theta$ ) Row Kedua

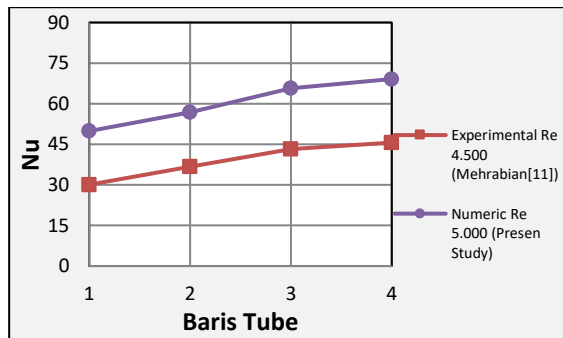


**Gambar 9.** Grafik Distribusi *Local Nusselt Number* ( $Nu_\theta$ ) Row Ketiga



**Gambar 10.** Grafik Distribusi *Local Nusselt Number* ( $Nu_\theta$ ) Row Keempat

Gambar 8 s.d gambar 10 menunjukkan distribusi *local Nusselt Number* ( $Nu_\theta$ ) row pertama sampai dengan row keempat. Nilai *Nusselt* terkecil pada  $Re_D$  80 kemudian  $Re_D$  200 dan yang tertinggi pada  $Re_D$  5000. Angka *Nusselt* merupakan fungsi dari angka *Reynolds* sehingga dengan meningkatnya angka *Reynolds* maka angka *Nusselt*-nya juga meningkat. Selain itu peningkatan angka *Reynolds* mengakibatkan separasi terjadi lebih awal. Pada  $Re_D = 80$  titik separasi terjadi pada  $\theta = 135-140^\circ$ ,  $Re_D = 200$  titik separasi terjadi pada  $\theta = 120-130^\circ$  sedangkan  $Re_D = 5000$  titik separasi terjadi pada  $\theta = 90-100^\circ$ . Hasil studi ini hampir sama dengan hasil penelitian yang dilakukan sebelumnya yaitu tentang pengaruh *transverse pitch* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan pipa *staggered*[10].



**Gambar 11.** Komparasi *Nusselt Number* rata-rata Hasil *Numeric* pada  $Re_D$  5.000 dengan Hasil Eksperimen Mehrabian.

Gambar 11 merupakan komparasi hasil simulasi numerik pada  $Re_D$  5.000 dengan hasil eksperimen pada  $Re$  4500. Berdasarkan gambar 11 jelas bahwa *Nusselt Number* rata-rata meningkat sampai baris keempat, baik hasil numerik maupun hasil eksperimen, selain itu prosentase peningkatan antara hasil numerik dengan hasil eksperimen *tube row* pertama ke *tube row* kedua dan *tube row* kedua ke *tube row* ketiga hampir sama yaitu  $\pm$  15%-20% sedangkan pada *tube row* ketiga ke *tube row* keempat sebesar 5%[11].

#### 4. Kesimpulan

Dari hasil penelitian pengaruh *Reynolds number* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube bank* tipe *staggered* terdapat beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Bilangan *Reynolds* dapat mempengaruhi bilangan *Nusselt*. Apabila bilangan *Reynolds* meningkat maka bilangan *Nusselt* ikut meningkat, karena bilangan *Nusselt* merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds*.
2. Bilangan *Nusselt* terbesar terdapat pada titik stagnasi. Karena fluida pada upstream mengalami akselerasi aliran dengan favorable pressure gradien yang kecil dari nol yang tidak membuat partikel aliran fluida berhenti karena tekanan menurun dalam arah aliran. Sehingga membuat gradien temperatur antara silinder dan fluida kerja semakin curam sehingga meningkatkan bilangan *Nusselt*.

#### Daftar Rujukan

- [1] E. BUYRUK, "Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinder in Cross-Flow," *Internatioanal J. Eng. Environ. Sci.*, vol. 23, hlm. 299–315, 1999.
- [2] E. BUYRUK, "Numerical Study of Heat Transfer Characteristics On Tandem Cylinders, Inline and Staggered Tube Banks in Cross-Flow of Air," *Int Comm Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, hlm. 355–366, 2002.
- [3] M. M. Rahman, M. M. Karim, dan M. A. Alim, "Numerical Investigation of Unsteady Flow Past ACircular Cylinder Using 2-D Finite Volume Method," *J. Nav. Archit. Mar. Eng.*, 2007.
- [4] s Sanitjai dan R. J. Goldstein, "Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, hlm. 4795–4805, 2004.
- [5] T. A. Tahseen, M. Ishak, dan M. M. Rahman, "A Numerical Study of Forced Convection Heat Transfer for Staggered Tube Banks in Cross-Flow," *Int. Conference Mech. Eng. Res.*, 2011.
- [6] A. Zhukauskas dan J. Ziugzda, "Heat Transfer Of a Cylinder in Crossflow." Hemisphere Publishing Corporation, 1985.
- [7] W. A. Khan, J. R. Culham, dan M. M. Yovanovich, "Convection Heat Transfer from Tube Banks in Crossflow," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, hlm. 4831–4838, 2006.
- [8] F. P. Incropera, D. P. Dewit, T. L. Bergman, dan A. S. Lavine, *Fundamentals Of Heat and Mass Transfer*, 7 ed. Wiley Asia.
- [9] J. H. Lienhard, *A Heat Transfer Textbook*. Phlogiston Press, 2003.
- [10] Yusuf dan T. Kurniawan, "Studi Numerik Pengaruh Transverse Pitch Terhadap Karakteristik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Susunan Pipa Tipe Staggered," *J. INOVTEK POLBENG*, vol. 8, no. 1, hlm. 24–30, 2018.
- [11] M. A. Mehrabian, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Cross Flow of Air Over a Circular Tube in Isolation and/or in a Tube Bank," *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 32, no. 2B, 2007.