

Studi Numerik Pengaruh *Radial Distance Rectangular Obstacle* Pada *Tube Banks Fin Heat Exchanger* Terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas

Nanang Romandoni

Program Studi Mesin Otomotif
Politeknik Negeri Madiun
Indonesia

Email: nanangromandoni@gmail.com

Kholis Nur Faizin

Program Studi Mesin Otomotif
Politeknik Negeri Madiun
Indonesia

Email: kholisnurfaizin@yahoo.com

Abstrak— *Tube banks fin heat exchanger* merupakan alat yang diaplikasikan untuk mentransfer panas dari *liquid-to-air* atau *refrigerant-to-air*. Peningkatan *heat transfer* dalam alat ini terus dikembangkan yaitu menggunakan *obstacle*. Penggunaan *obstacle* selain meningkatkan *heat transfer* juga berkorelasi dalam peningkatan *pressure drop*. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian untuk mengoptimalkan penggunaan *obstacle*.

Analisa numerik secara 2-D dilakukan untuk memperoleh karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered* yang menggunakan *rectangular obstacle*. Dalam penelitian ini, kombinasi antara *circumferential angle* (α) dan *radial distance* (R_f) dari *obstacle* dievaluasi secara numerik menggunakan CFD code Fluent. Variasi dilakukan pada $\alpha=30^\circ$ dan $R_f/D=0,66-0,90$ dengan $Re_D=4000$.

Hasil penelitian mengindikasikan bahwa penggunaan *rectangular obstacle* dengan konfigurasi *common flow down* pada *tube* mampu meningkatkan *local Nusselt number* dan *velocity* dipermukaan *tube*. Untuk *radial distance*, menunjukkan bahwa semakin kecil *radial distance*, area *wake region* dibelakang *tube* semakin berkurang sehingga *local Nusselt number* dan *velocity* semakin meningkat. Akan tetapi, penggunaan variasi *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle* secara keseluruhan berkontribusi dalam peningkatan *pressure drop*. Hasil evaluasi performa menunjukkan bahwa kombinasi yang relevan untuk *rectangular obstacle* diperoleh pada *circumferential angle* 30° dan *radial distance* 0.66.

Kata kunci— *rectangular obstacle; tube banks fin heat exchanger; dan numerical simulation.*

I. PENDAHULUAN

Tube banks fin heat exchanger merupakan alat yang diaplikasikan untuk mentransfer panas dari *liquid-to-air* atau *refrigerant-to-air*. Pengoptimalan proses *heat transfer* pada *air side* terus dikembangkan salah satunya dengan menambahkan *Vortex Generators (VGs)* pada permukaan fin [1]. Prinsip dasar dari *VGs* adalah untuk menimbulkan *secondary flow* atau *longitudinal vortices* yang berputar sehingga dapat mengganggu *primary flow* dan meningkatkan *mixing* di area *downstream*. Fenomena ini mampu mereduksi perkembangan *thermal boundary layer* yang dapat mempercepat proses *heat transfer* dari dinding ke fluida [2]. Bentuk geometri dasar dari *VGs* adalah *triangular wing* atau *winglet*, *rectangular wing* atau *winglet*, dan *trapezoidal wing*.

Penelitian untuk mengevaluasi *heat transfer performance VGs* pada *tube banks fin heat exchanger* telah dilakukan menggunakan metode eksperimen dan numerik [3]. Hasilnya menyimpulkan bahwa peningkatan *heat transfer performance* berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop*. Akan tetapi peningkatan *pressure drop* tersebut relatif lebih rendah dibandingkan menggunakan *slit fin* dan *louvered fin*. Ini dikarenakan *VGs* secara efektif mengarahkan aliran fluida dari *upstream* menuju *rear tube* untuk mereduksi *wake region* [4].

Dari *review* penelitian sebelumnya, Lemoudda *et al.* [5] menyimpulkan bahwa penggunaan *VGs* pada *tube* tersusun *staggered* menunjukkan hasil *heat transfer* yang lebih baik dibandingkan *tube* tersusun *in-lined*. Selanjutnya, studi parameter geometri *heat exchanger* dan *VGs* juga telah dikembangkan. Hasilnya mendeskripsikan bahwa parameter yang dominan terhadap *heat transfer performance* pada *tube banks fin heat exchanger* adalah *circumferential angle*, *height*, *longitudinal position*, dan *length VGs* [6-9]. Selain itu, Optimasi *VGs* seperti mengkombinasikan antara *circumferential angle* dan *longitudinal position*, serta memvariasikan konfigurasi *VGs* juga telah dilakukan [10,11]. Hasilnya mengindikasikan bahwa semakin tinggi *Reynold number* maka *circumferential angle* dan *longitudinal position* semakin kecil dengan parameter optimasi yaitu *maximum area reduction ratio* semakin besar. Sedangkan untuk konfigurasi *VGs* yang optimal untuk kasus *tube* tersusun *inlined* adalah *common flow down* dengan $\alpha=45$.

Tujuan dari pendesainan *heat exchanger* adalah untuk memperoleh *heat transfer performance* yang optimal dengan *pressure drop* yang relatif rendah. Namun, dengan banyaknya parameter yang dominan terhadap performa *heat exchanger*, maka diperlukan pendesainan yang efektif dan efisien dengan biaya terjangkau dalam pembuatannya. Untuk itu, pada penelitian ini akan menggunakan simulasi numerik untuk menganalisa *heat transfer performance* pada *tube banks fin heat exchanger* dan *obstacle* dengan *JF factor* sebagai parameter optimasinya [12]. Adapun parameter yang akan diteliti dari penggunaan *obstacle* adalah *circumferential angle* dan *radial distance* dengan tipe *obstacle* yaitu *rectangular*. Fokus penelitian yaitu untuk mengidentifikasi karakteristik

aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* dengan bervariasi *radial distance rectangular obstacle*. Selain itu, dari identifikasi tersebut akan disimpulkan posisi *radial distance* yang relevan dari *rectangular obstacle*.

II. METODOLOGI

A. Object Penelitian

Gambar 1 (a) dan **(b)** merupakan gambaran tentang dimensi geometri yang relevan untuk digunakan sebagai objek penelitian yaitu *rectangular obstacle* yang dipasang pada *tube* tersusun *staggered*. *Rectangular obstacle* disusun secara *common flow down* dengan $\alpha=30^\circ$ dan variasi R/D (0.66 dan 0.90) pada $Re_D=4000$. Satuan dimensi yang digunakan adalah mm. Parameter geometri yang digunakan antara lain *longitudinal pitch* (S_L), *transverse pitch* (S_T), diameter (D), *circumferential angle* (α), *radial distance* (R/D), *weight* (w), dan *length* (l). Adapun *value* dari parameter yang digunakan adalah $D=12,7$ mm, $w=5$ mm, $l=1$ mm, $P_L=2.17D$, dan $P_T=2.48D$.

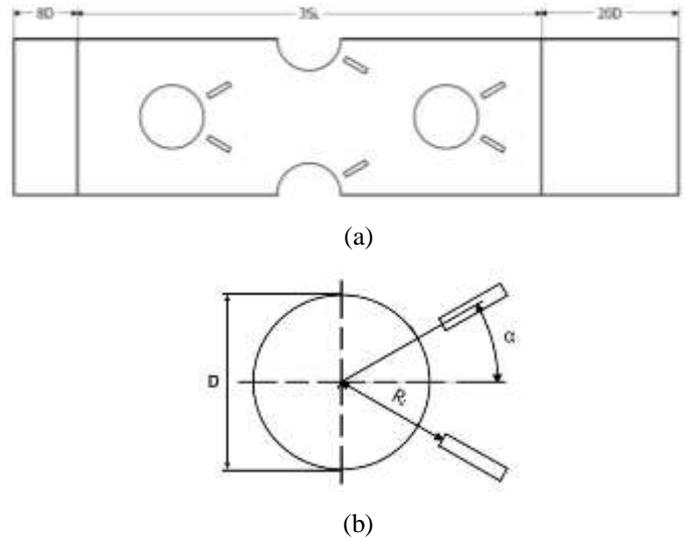
B. Boundary condition

Adapun untuk *boundary condition* ditunjukkan pada **Gambar 2 (a)**. Pada *boundary condition*, *upstream* dan *downstream extended region* diperpanjang mencapai $8D$ dan $20D$ bertujuan agar fluida yang akan memasuki *tube* dikondisikan sudah dalam *fully developed flow* sehingga data yang diperoleh mendekati *real*. Fluida yang digunakan adalah udara yang *incompressible* dan *constant properties*. *Velocity inlet* diasumsikan *uniform*, *2D turbulence flow*, *steady*, tidak terjadi *viscous dissipation*, dan efek radiasi diabaikan. Temperatur yang digunakan adalah 27°C . Pada *downstream extended region*, $20D$ setelah *tube row* ke 3, *streamwise gradient* (*Neumann boundary condition*) untuk seluruh variabel adalah 0. Pada dinding *tube* dispesifikasikan *no-slip condition* dan *constant wall temperature* dengan temperature 80°C . Material *tube* yang digunakan adalah *copper*.

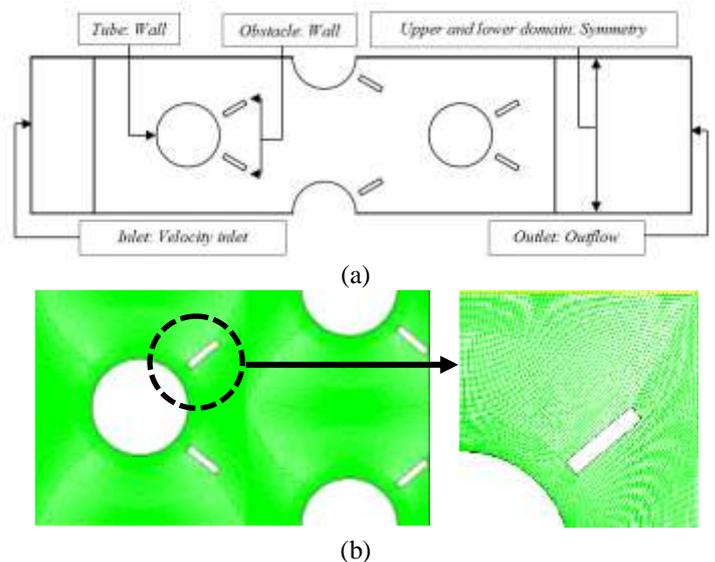
C. Numerical methods

Dalam penelitian ini, metode yang digunakan adalah analisa numerik yaitu *finite volume method*. Analisa dilakukan secara 2D menggunakan CFD code Fluent dengan PEC sebagai parameter optimasinya. *Meshing* yang digunakan adalah *quadrilateral map* seperti yang ditunjukkan **Gambar 2 (b)**. Model turbulensi yang digunakan yaitu *RNG k- ϵ* dengan mengaktifkan *enhancement wall treatment* berupa *pressure gradient* dan *thermal effects* [13]. *Pressure-velocity coupling* diselesaikan menggunakan SIMPLEC dengan *discretization* untuk *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy*, *turbulent dissipation energy*, dan *energy* adalah *second order upwind*. Sedangkan untuk *under-relaxation factor* bernilai *user default*. *Convergence criterion* yang digunakan dalam simulasi untuk seluruh variabel adalah 1.0×10^{-5} . Selanjutnya, *grid independency* dilakukan dengan memvariasikan jumlah *cell* yaitu 85.300, 91.300, dan 97.300. Variasi *cell* dilakukan pada kondisi *baseline* dengan parameter *boundary condition* untuk

iterasi sesuai dengan yang telah ditentukan. Hasilnya menunjukkan bahwa pada *cell* 91.300 ($y^+=1$) merupakan hasil baik dengan diindikasikan untuk perbedaan Nu_m dengan 97.300 adalah 0.5%. Validasi dengan eksperimen [14] menunjukkan hasil yang baik dengan *relative error* sebesar 2%.



Gambar 1. Geometri *heat exchanger* (a) *tube banks* tersusun *staggered* (b) *obstacle*



Gambar 2. Geometri *heat exchanger* (a) *tube banks* tersusun *staggered* (b) *obstacle*

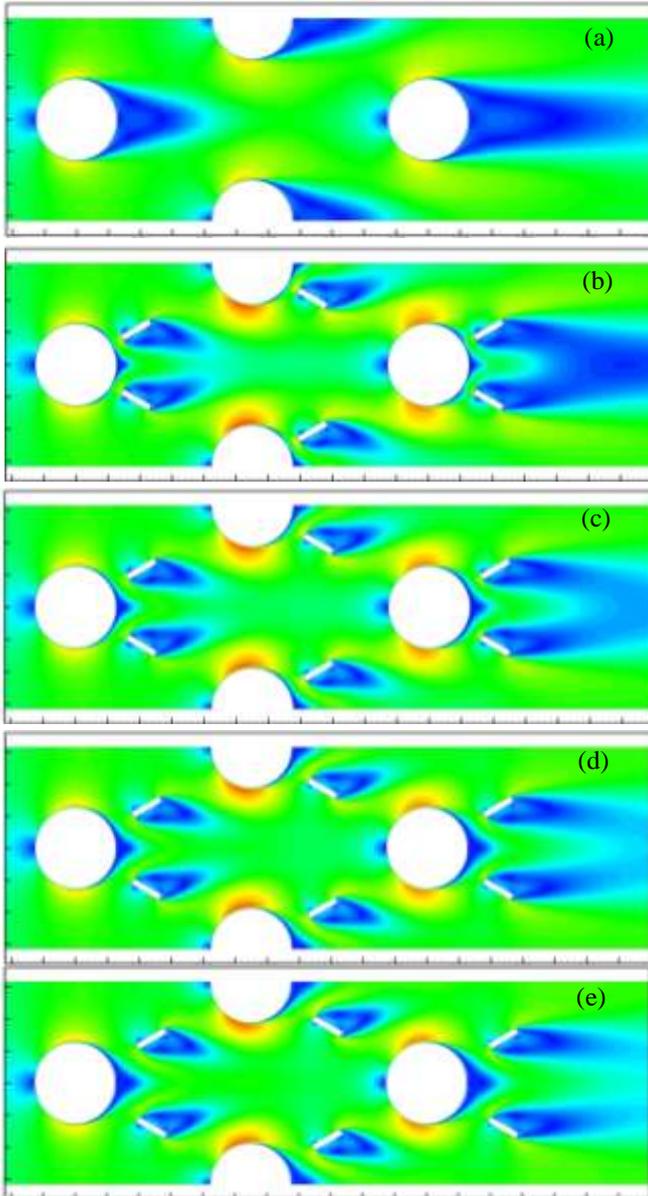
III. HASIL DAN ANALISA

Pada bagian ini, hasil dari simulasi numerik akan dieksplorasi menjadi beberapa *point* yaitu berupa pemaparan karakteristik aliran dan perpindahan panas secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif akan ditunjukkan dengan *contour velocity* yang mengilustrasikan fenomena kenaikan kecepatan dikorelasikan dengan Nu_m . Sedangkan secara kuantitatif akan diilustrasikan berupa grafik $Nu\Phi$ dan $V\Phi$.

Untuk mempermudah dalam menyimpulkan posisi R_i/D yang relevan dengan $pressure\ drop$, maka akan ditabelkan Nu_m dan ΔP .

A. Reduksi wake region dan peningkatan local velocity

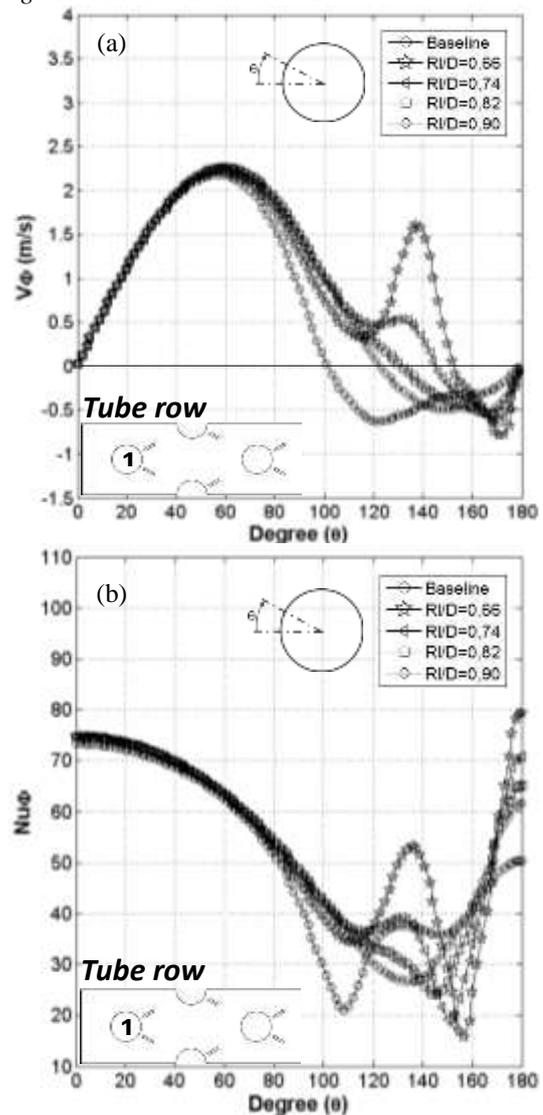
Dari ilustrasi **Gambar 3 (a)-(e)** mendeskripsikan bahwa semakin kecil ukuran R_i/D , $wake\ region$ semakin berkurang. Ini disebabkan oleh pengaruh menyempitnya area aliran di dekat $rear\ tube$ karena $leading\ edge$ dari $obstacle$ sehingga fluida mengalami percepatan. Fenomena meningkatnya kecepatan yang terjadi di $rear\ tube$ dan $tube\ row\ ke\ 2\ dan\ 3$ berkorelasi dengan meningkatnya Nu_m . Ini dikarenakan Nu_m merupakan fungsi dari Re dan Pr , sehingga semakin tinggi Re dan Pr maka Nu_m akan semakin meningkat.



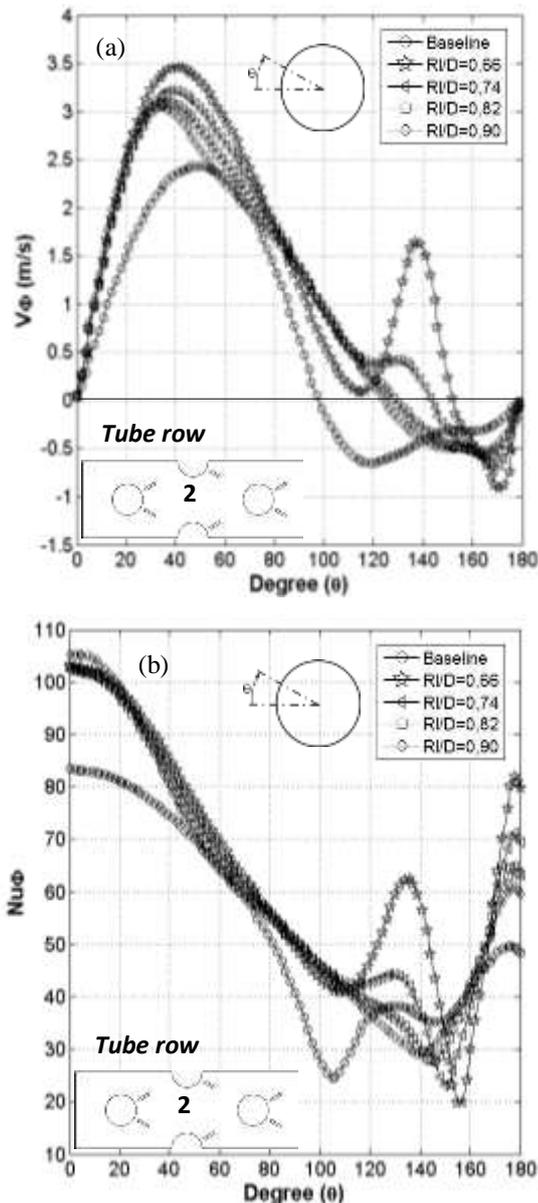
Gambar 3. Contour Velocity pada $\alpha=30^\circ$: (a) Baseline, (b) $R_i/D=0.66$, (c) $R_i/D=0.66$, (d) $R_i/D=0.66$, dan (e) $R_i/D=0.90$

B. Pengaruh obstacle terhadap heat transfer performance

Pada **Gambar 4 (a) dan (b)** merupakan grafik pengaruh variasi R_i/D dari $obstacle$. Pada kasus $tube\ row\ 1$, semakin kecil R_i/D maka $Nu\Phi$ dan $V\Phi$. Ini disebabkan oleh penyempitan area aliran di $rear\ tube$. Penyempitan area aliran di $rear\ tube$ tersebut mampu meningkatkan momentum aliran sehingga dapat menunda separasi aliran dan mereduksi $wake\ region$. Ini berkontribusi dengan meningkatnya $Nu\Phi$ pada $wake\ region$ yang mengindikasikan bahwa fluida dari $upstream$ dengan temperatur rendah menyapu daerah $rear\ tube$. Sehingga jika ditinjau dari Nu_m dan ΔP pada **Tabel 1** menunjukkan semakin besar R_i/D , Nu_m dan ΔP semakin kecil. Ini dikarenakan pengaruh dari R_i/D di area $rear\ tube$ semakin berkurang sehingga $disturbance$ aliran semakin kecil. Fenomena yang sama ditunjukkan pada **Gambar 5 (a) dan (b)**. Terjadi peningkatan Nu_m yang signifikan di $upper\ side\ tube$. Ini disebabkan oleh meningkatnya kecepatan fluida yang menuju $tube\ row\ 2$ karena $nozzle\ effect$ dari konfigurasi $rectangular\ obstacle$ di $tube\ row\ 1$.



Gambar 4. Pengaruh variasi R_i/D dari $obstacle$ pada $tube\ row\ 1$: (a) $Nu\Phi\ vs.\ \theta$ dan (b) $V\Phi\ vs.\ \theta$



Gambar 5. Pengaruh variasi R/D dari obstacle pada tube row 2: (a) $Nu\phi$ vs. θ dan (b) $V\phi$ vs. θ

Tabel 1. Variasi R/D Terhadap Nu_m dan ΔP

R/D	Nu_m	ΔP (Pa)
0,66	55,54	65,51
0,74	53,85	66,95
0,82	54,11	68,64
0,90	54,47	69,12

Untuk itu pemilihan kombinasi yang optimal tersebut relevan dengan Tabel 1 bahwa pada $\alpha=30^\circ$ dengan $R/D=0.66$ memiliki Nu_m yang tinggi dengan ΔP lebih rendah dibandingkan kombinasi lainnya.

IV. KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan, dengan memvariasikan α dan R/D dari *rectangular obstacle* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi nilai R/D maka Nu_m dan ΔP semakin menurun. Ini dikarenakan pengaruh dari penyempitan area aliran di *rear tube* semakin kecil sehingga efek *disturbance* pada aliran semakin rendah. Posisi R/D yang relevan untuk digunakan adalah 0.66.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Fiebig, A. Valencia, N.K. Mitra, *Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers*, Exp. Therm. Fluid Sci. 7 (1993) 287–295.
- [2] M. Henze, J. von Wolfersdorf, *Influence of approach flow conditions on heat transfer behind vortex generators*, Int. J. Heat and Mass Transf. 54 (2011) 279–287.
- [3] L.H. Tang, M. Zeng, Q.W. Wang, *Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns*, Exp. Therm. Fluid Sci. 33 (2009) 818–827.
- [4] A. Pal, D. Bandyopadhyay, G. Biswas, V. Eswaran, *Enhancement of Heat Transfer Using Delta-Winglet Type Vortex Generators with a Common-Flow-up Arrangement*, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology, 61:12 (2012) 912–928.
- [5] A. Lemouedda, M. Breuer, E. Franz, T. Botsch, A. Delgado, *Optimization of the angle of attack of delta-winglet vortex generators in a plate-fin-and-tube heat exchanger*, Int. J. Heat Mass Transfer 53 (2010) 5386–5399.
- [6] M. Zeng, L.H. Tang, M. Lin, Q.W. Wang, *Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method*, Appl. Therm. Eng. 30 (2010) 1775–1783.
- [7] M. Gorji, H. Mirgolbabaei, A. Barari, G. Domairry, N. Nadim, *Numerical analysis on longitudinal location optimization of vortex generator in compact heat exchangers*, Int. J. Numer. Methods Fluids 66 (2011) 705–713.
- [8] Rizki Anggiansyah dan Prabowo, *Studi Numerik Pengaruh Posisi Sudut Obstacle Berbentuk Rectangular terhadap Perpindahan Panas pada Tube Banks Staggered*, Jurnal Teknik POMITS 3:2 (2014) 186–191.
- [9] Hastama Arinta Fanny dan Prabowo, *Studi Numerik Pengaruh Panjang Rectangular Obstacle terhadap Perpindahan Panas pada Staggered Tube Banks*, Jurnal Teknik POMITS 3:2 (2014) 180–185.
- [10] Jiin-Yuh Jang, Ling-Fang Hsu, Jin-Sheng Leu, *Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger*, Int. J. Heat and Mass Transf. 67 (2013) 432–444.
- [11] J.S. Leu, Y.H. Wu, J.Y. Jang, *Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators*, Int. J. Heat Mass Transfer 47 (2004) 4327–4338.
- [12] Bao Gong, Liang-Bi Wang, Zhi-Min Lin, *Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes*, Appl. Therm. Eng. 75 (2015) 224–238.
- [13] Liting Tian, Yaling He, Yubing Tao, Wenquan Tao, *A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements*, Int. J. Thermal Sci. 48 (2009) 1765–1776.
- [14] Incropera, Frank P., et al., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*, John Wiley and Sons Inc, New York, 2007.