

# The Effect of Single Segment Baffle on the Performance of Shell and Tube Type of Heat Exchanger with Annular Type Fins using CFD Method

Muhammad Hanif Falih<sup>1</sup> dan Rosyida Permatasari<sup>2</sup> \*

<sup>1</sup>Prodi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Trisakti

<sup>2</sup>Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Trisakti

\*Corresponding author: hanif\_falih@yahoo.com, rosyida@trisakti.ac.id

**Abstract.** Shell and tube (STHE) is one type of heat exchanger that is used to transfer heat from a fluid to another fluid as a result of the temperature difference between the fluid. The performance of STHE affects the heat transfer rate itself. In addition, theoretically the heat transfer rate can be increased by adding fins and baffles to the STHE geometry. This research is conducted to determine the effect of annular type fin and 5 baffle with the value of baffle cutting at 26% on the value of the heat transfer rate produced at the STHE. Fluid flow and heat transfer rate that occurs at STHE can be known by using a computational fluid dynamics (CFD) because in the CFD method the geometry made according to actual size. The geometry modeling has been made then simulated using ANSYS software. By entering the fluid parameters in STHE, and selecting RNG  $k - \epsilon$  model in ANSYS solution set-up, the temperature distribution on the STHE geometry is obtained. Based on the CFD simulation results in this research, the shell outlet temperature value was 348.4 K with a heat transfer coefficient of 25,28 W/m<sup>2</sup>.K and a heat transfer rate of 353,92 W.

**Abstrak.** Shell and tube (STHE) merupakan salah satu tipe alat penukar kalor yang digunakan untuk memindahkan kalor pada suatu fluida ke fluida lain sebagai akibat dari perbedaan temperatur pada fluida tersebut. Performa STHE berpengaruh pada laju perpindahan kalor dari STHE itu sendiri. Selain itu, secara teoritis laju perpindahan kalor dapat ditingkatkan dengan menambahkan sirip dan baffle pada STHE. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh sirip tipe annular dan baffle yang berjumlah 5 dengan nilai baffle cutting sebesar 26% terhadap nilai laju perpindahan panas yang dihasilkan pada STHE. Aliran fluida dan laju perpindahan panas yang terjadi pada STHE dapat diketahui dengan menggunakan metode computational fluid dynamics (CFD) karena pada metode CFD pemodelan geometri dibuat seperti ukuran sesungguhnya. Pemodelan geometri yang sudah dibuat kemudian dilakukan simulasi dengan software ANSYS. Dengan memasukkan parameter fluida pada katup masuk dan keluar pada STHE, serta memilih model RNG  $k - \epsilon$  pada solusi pengaturan ANSYS maka didapatkan distribusi temperatur dan laju perpindahan panas pada geometri STHE. Berdasarkan hasil simulasi CFD pada penelitian ini diperoleh nilai temperatur outlet shell sebesar 348,4 K dengan nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 25,28 W/m<sup>2</sup>.K dan nilai laju perpindahan kalor sebesar 353,92 W.

**Kata kunci:** Shell and Tube Heat Exchanger (STHE), Performa, Perpindahan kalor, Baffle, Sirip Annular, CFD.

© 2019. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

## Pendahuluan

*Heat exchanger* atau alat penukar kalor (APK) banyak digunakan pada dunia industri. APK memiliki fungsi sebagai alat yang menghasilkan perpindahan panas dari satu fluida ke fluida lainnya. Perpindahan panas pada APK dapat ditingkatkan dengan meningkatkan koefisien perpindahan panas dan meningkatkan luas permukaan perpindahan panas. Meningkatkan perpindahan panas dapat dicapai dengan cara mengubah konfigurasi geometri dari APK [1]. Salah satu jenis dari APK adalah *shell and tube*

*heat exchanger* (STHE). STHE terdiri dari sebuah *shell* silindris di bagian luar dan sejumlah *tube* dibagian dalam. Menurut penelitian Ilham Dian Andimas, daerah yang berhubungan dengan bagian dalam *tube* disebut *tube side* dan yang di luar disebut *shell side* [2]. *Baffle* ditempatkan pada ruang *shell side* yang berfungsi mengarahkan arah aliran fluida secara aliran melintas (*cross flow*) dari *shell side* untuk menghasilkan koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Selain itu pada penelitian Diar Azzis Septian, *baffle* juga berfungsi sebagai penyanggah *tube bundle*, untuk

mencegah terjadinya defleksi pada tube dan getaran tube bundle [3]. Pemasangan sirip pada STHE digunakan untuk meningkatkan luas perpindahan panas antara permukaan utama dengan fluida disekitarnya. Sirip dengan bentuk tertentu memiliki efisiensi sirip yang berbeda-beda sehingga berpengaruh pada konduktivitas termal dan cara perpindahan panasnya [4].

Berdasarkan hal tersebut penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kinerja dari penggunaan baffle sebanyak 5 baffle dengan baffle cutting sebesar 26% dan sirip tipe annular pada shell and tube menggunakan metode CFD.

**Studi Pustaka**

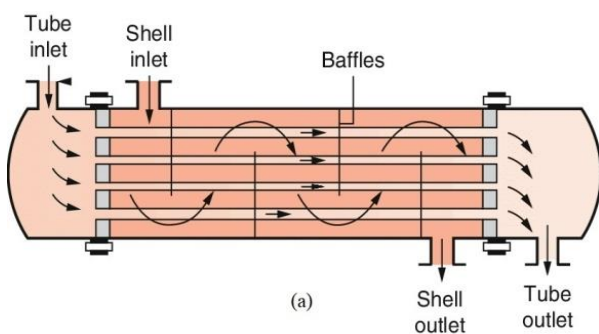
**Analisis Perpindahan Panas**

Untuk APK berpenampang silinder, persamaan 1.1 digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) seperti berikut [5]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}} \tag{1.1}$$

Keterangan:

- U : koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m<sup>2</sup>K)
- h : koefisien perpindahan panas konveksi (W/m<sup>2</sup>K)
- k : koefisien perpindahan panas konduksi (W/mK)
- L : panjang tube (m)
- d : diameter tube (m)
- i dan o : Menjelaskan sisi dalam dan sisi luar tube APK



**Gambar 1.** Shell and tube aliran searah

Gambar STHE dengan aliran searah ditunjukkan pada Gambar 1. Untuk menghitung nilai perbedaan temperatur rata-rata logaritma pada STHE dengan aliran searah dapat dihitung dengan persamaan 1.2 berikut [5]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,out}}\right)} \tag{1.2}$$

Keterangan:

- $\Delta T_{lm}$  : Perbedaan temperatur rata-rata logaritma (K)
- $T_h$  : Temperatur fluida panas (K)
- $T_c$  : Temperatur fluida dingin (K)

Laju perpindahan panas yang terjadi pada STHE dapat dihitung dengan persamaan 1.3 berikut [5]:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \tag{1.3}$$

Keterangan :

- q : Laju perpindahan panas (W)
- U : Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m<sup>2</sup>K)
- A : Luas area perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

Pada sirip annular luas permukaan perpindahan panas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 1.4 [5].

$$A_f = 2\pi (r_2^2 + r_1^2) \tag{1.4}$$

Keterangan:

- $A_f$  : Luas permukaan perpindahan panas pada sirip (m<sup>2</sup>)
- $r_2$  : Jari – jari luar sirip annular (m)
- $r_1$  : Jari – jari dalam sirip annular (m)
- t : Tebal sirip (m)
- L : Lebar sirip (m)

Perpindahan panas yang terjadi pada sirip annular dapat dihitung dengan rumus persamaan 1.5 berikut [5].

$$\eta_{fin} = \frac{q_{fin}}{q_{max}} = \frac{q_{fin}}{h \cdot A_f \cdot (T_s - T_{\infty})} \tag{1.5}$$

Keterangan:

- $q_{fin}$  : Laju perpindahan panas pada sirip (W).
- $q_{max}$  : Laju perpindahan panas maksimum pada sirip (W).
- $\eta_{fin}$  : Efisiensi sirip.
- h : koefisien konveksi disekitar sirip (W/m<sup>2</sup>.K).
- $A_f$  : Luas permukaan perpindahan panas pada sirip (m<sup>2</sup>)

Untuk menghitung laju perpindahan panas keseluruhan dapat dilihat pada persamaan 1.6 berikut [5]:

$$q_{total} = q_{fin} + q_o \tag{1.6}$$

Sedangkan untuk menghitung nilai laju perpindahan panas yang terjadi pada sirip dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$q_{fin} = N \cdot \eta_f \cdot q_{max} \tag{1.7}$$

**Metode Penelitian**

**Tahapan penelitian**

Terdapat tiga tahapan yang perlu dilakukan ketika melakukan simulasi CFD yaitu [2]:

1. Pemrosesan awal (*Preprocessing*)

Langkah pemrosesan awal adalah membuat model geometri dalam paket CAD (*Computer Aided Design*), membuat *mesh* geometri yang sesuai, kemudian menerapkan kondisi batas beserta karakteristik fluidanya.

2. Pemecahan masalah (*solving*)

Pada tahapan ini dilakukan *Solver* (program inti pencari solusi) dimana CFD akan menghitung kondisi pada tahapan *preprocessing*.

3. Pemrosesan lanjut

Tahapan ini merupakan yang terakhir pada analisis CFD. CFD dapat mengorganisir data dan menginterpretasi data hasil simulasi CFD seperti gambar, grafik, animasi, dan lain-lainnya.

**Model Komputasi**

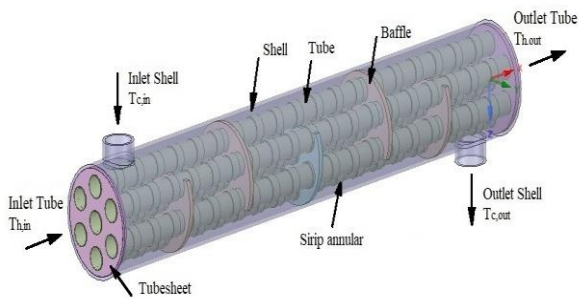
STHE disimulasi dengan lima siklus dari baffle ke arah sisi *shell* dengan jumlah *tube* 7. Pada domain perhitungan secara keseluruhan dibatasi oleh sisi dalam dari *shell* dan segala sesuatu yang berada dalam *shell* terkandung dalam domain tersebut. Bagian *inlet* dan *outlet* domain terhubung dengan tabung yang sama.

Untuk menyederhanakan simulasi numerik, maka digunakan beberapa asumsi berikut [6]:

1. Fluida di sisi *shell* adalah *properties termal* konstan;
2. Aliran fluida dan proses perpindahan panas adalah aliran turbulen dan dalam kondisi stedi;
3. Kebocoran aliran hanya di antara *tube* dan *baffle*, sedangkan kebocoran antara *baffle* dan *shell* diabaikan;
4. Konveksi secara alami yang disebabkan oleh variasi densitas fluida bisa diabaikan;
5. Tidak ada perubahan suhu dinding tabung di bagian sisi shell dan
6. Alat penukar panas terisolasi dengan baik, sehingga kehilangan panas ke lingkungan sekitar benar-benar diabaikan.

**Geometri STHE**

Pemodelan geometri STHE pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 2.



**Gambar 2.** Tampilan isometri geometri Shell and Tube Heat Exchanger.

**Spesifikasi pada STHE :**

Deskripsi	Keterangan
Tipe STHE	Tipe lurus dengan satu lintasan shell
Diameter dalam shell (ID <sub>s</sub> )	90 mm
Panjang STHE	600 mm
Material STHE	Tembaga
Jumlah tube	7
Tube pitch (Pt)	30 mm
Pola susunan tube	Rotated rectangular
Diameter luar tube (OD <sub>t</sub> )	20 mm
Baffle cut	26%
Jumlah baffle	5
Tipe sirip	Annular
Jumlah sirip	19
Lebar sirip	2 mm
Tebal sirip	10 mm
Jenis Fluida	Air
Temperatur fluida masuk	
1. Fluida panas (Tube)	450 K
2. Fluida dingin (Shell)	300 K

**Masalah Pengaturan (Solution set-up)**

Simulasi dilakukan dengan menggunakan ANSYS FLUENT. Model yang dihasilkan di transfer ke ANSYS *workbench*, kemudian didalam opsi meshing dipilih *physic preference-CFD*, *solver preference-fluent*. Dalam simulasi dipilih *type pressure – based*, *velocity formulation – absolute* dan *time – steady* pada bagian *solver*. Pada perhitungan, dipilih model dengan *Energy – on*, *viscous*, *RNG k – ε*, *standard wall Fn*.

**Solusi Inisialisasi**

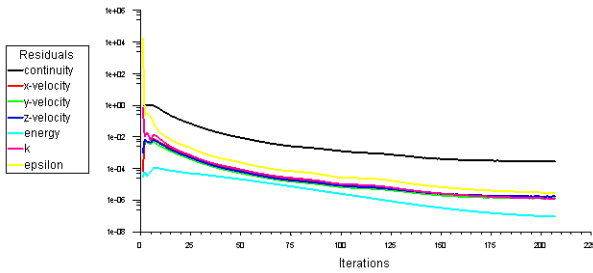
Metode solusi yang dipakai menggunakan *Pressure-velocity coupling* dengan *scheme-coupled*. Dalam *spatial discretization* dipilih *gradient-least squares cell based*, *pressure-second order*, *momentum second order upwind*, *turbulent kinetic energy – second order upwind*, *turbulent dissipation rate – first order upwind*. Sedangkan pada *solution control* memilih *momentum-0.5*, *turbulent kinetic energy-0.75*, *turbulent dissipation rate-0.75*, *turbulent viscosity-1* dan *energy-0,75*.

**Hasil dan Pembahasan**

**Simulasi yang Konvergen**

Berdasarkan kondisi batas dan solusi inisialisasi simulasi yang sudah diatur pada 500 iterasi. Ketika melakukan simulasi, *konvergen* harus tercapai karena untuk mendapatkan nilai parameter bagian outlet STHE. Hal tersebut juga memberikan keakuratan nilai laju perpindahan panas. Scale residual seperti X-Velocity, Y-Velocity, Z-Velocity, dan k epsilon harus konvergen dengan nilai kurang dari 10<sup>-3</sup>, sedangkan untuk scale

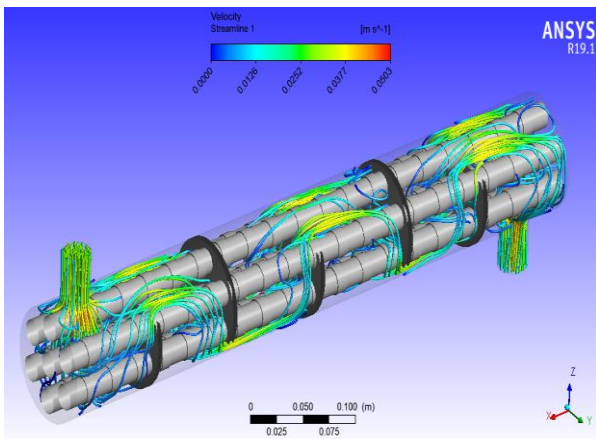
residual energy nilainya harus kurang dari  $10^{-6}$  seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 3. Grafik scale residual konvergen

**Plot Kecepatan Streamline**

Setelah simulasi CFD selesai dilakukan, diperoleh hasil *post processing* berupa plot kecepatan streamline STHE yang ditunjukkan pada Gambar 4.



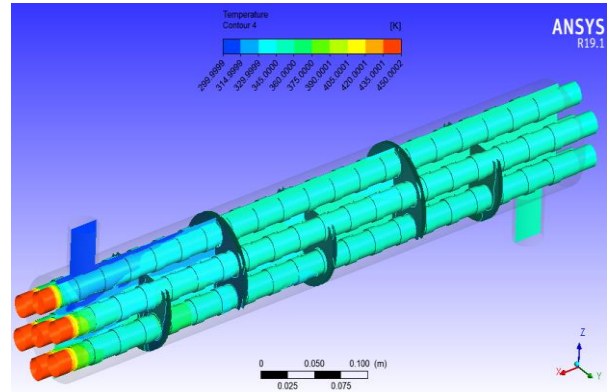
Gambar 4. Profil kecepatan streamline STHE dengan 5 baffle dan 19 annular fin.

Pada Gambar 4, terlihat aliran fluida dingin pada STHE mengalir dimulai dari sisi masuk bagian atas pada *shell* menuju sisi keluar pada bagian luar *shell*. Fluida dingin didalam STHE melewati 5 *baffle* dan 7 *tube*. Pada plot kecepatan streamline didapatkan bahwa aliran fluida mengalami turbulensi ketika mendekati permukaan *baffle* sehingga terjadi perbedaan warna aliran fluida pada Gambar 4. Perubahan warna aliran fluida tersebut diakibatkan adanya pemasangan *baffle* pada geometri STHE sehingga memperlambat aliran fluida ketika mendekati permukaan *baffle*, dan mempercepat aliran fluida ketika aliran fluida telah melewati *baffle* karena pengaruh luas permukaan aliran yang dilewati fluida. Hal tersebut sesuai dengan Hukum Kontinuitas pada mekanika fluida. Aliran fluida mengalir mengikuti susunan *baffle* pada STHE. Fluida yang mengalami turbulensi akan meningkatkan laju perpindahan panas dari *tube* ke *shell* namun fluida yang mengalami turbulensi

akibat pemasangan *baffle* dapat meningkatkan penurunan tekanan pada *shell*.

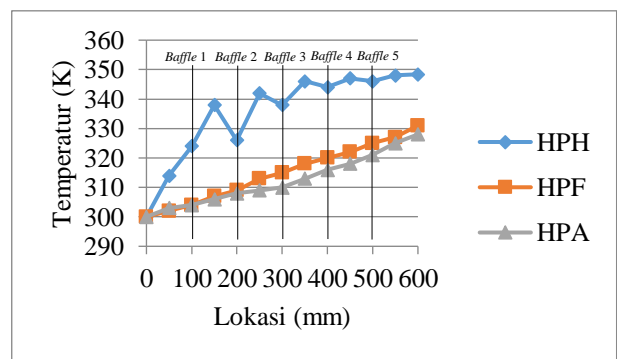
**Temperatur pada STHE**

Kontur temperatur pada STHE yang menjelaskan fenomena perpindahan panas dapat dilihat pada Gambar 5.a.



Gambar 5.a. Kontur temperatur pada STHE

Gambar 5.a menunjukkan temperatur *inlet* dan *outlet* pada geometri STHE. Pada bagian *shell* dapat diamati bahwa temperatur fluida dingin masuk sebesar 300 K dan temperatur fluida keluar sebesar 348,43 K. Hal ini menunjukkan bahwa fluida dingin mengalami kenaikan suhu sebesar 48,43 K. Sedangkan pada *tube*, temperatur fluida panas masuk sebesar 450 K dan temperatur fluida panas keluar sebesar 357,44 K. Hal ini menunjukkan bahwa fluida panas mengalami penurunan temperatur sebesar 92,56 K. Grafik distribusi nilai temperatur sepanjang *shell* dapat dilihat pada Gambar 5.b.



Gambar 5.b. Distribusi temperatur sepanjang shell

Keterangan:

HPH : Hasil Penelitian Hanif.

HPF : Hasil Penelitian Faishal [6].

HPA : Hasil Penelitian Adhi Muhammad [7].

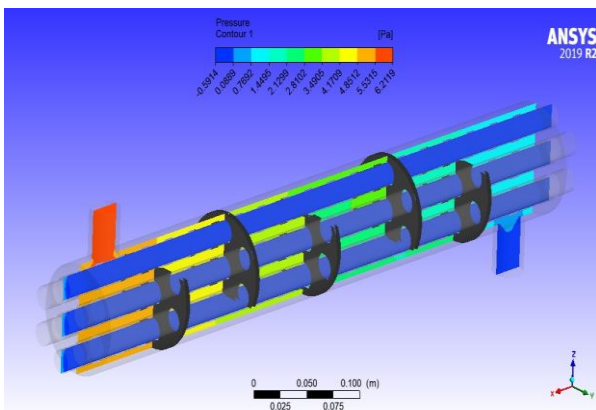
Pada grafik temperatur diatas posisi pengukuran nilai temperatur terbagi menjadi 12 lokasi. Berdasarkan grafik tersebut kecepatan aliran fluida dingin yang memperlambat ketika mendekati

*baffle* mengakibatkan penurunan temperatur fluida dingin. Hal tersebut menunjukkan penurunan kecepatan fluida berbanding lurus dengan penurunan temperatur pada fluida tersebut. Pada Gambar 5.b diperoleh bahwa terjadi kenaikan temperatur pada *shell* dari bagian *inlet* hingga bagian *outlet* dari 3 penelitian. Pada penelitian HPA, HPF, dan HPH memiliki nilai temperatur *inlet* dan jenis fluida yang sama. Adapun nilai temperatur *inlet* sisi tube sebesar 450 K dan sisi *shell* sebesar 300 K dengan jenis fluida air.

Pada penelitian HPA, HPF, dan HPH terdapat 2 variasi penambahan pada geometri STHE dengan material tembaga. Variasi tersebut antara lain adalah sirip dan *baffle*. Hal tersebut mempengaruhi laju perpindahan panas dan temperatur *outlet* sisi *shell* yang dihasilkan karena dilakukan penambahan luas permukaan perpindahan panas seperti sirip dan *baffle*. Nilai temperatur *outlet* sisi *shell* HPA terendah jika dibandingkan dengan HPF dan HPH. Hal tersebut dikarenakan pada HPA hanya dilakukan penambahan 1 *baffle* dan tidak menggunakan sirip pada sisi luar *tube* pada geometri STHE, sedangkan HPH dan HPF diberikan penambahan 19 sirip annular dengan penambahan luas permukaan yang lebih banyak jika dibandingkan HPA. Pada HPH penambahan 5 *baffle* pada geometri STHE dengan 19 sirip annular menghasilkan laju perpindahan panas dan temperatur *outlet* sisi *shell* lebih besar 21,6% dan 4,9% jika dibandingkan dengan HPF karena penambahan *baffle* akan mengakibatkan aliran fluida yang melalui *shell* mengalami turbulensi sehingga memberikan peningkatan perpindahan panas yang terjadi.

**Tekanan pada Shell and Tube**

Kontur tekanan yang terjadi pada geometri STHE dapat dilihat pada Gambar 6.a.



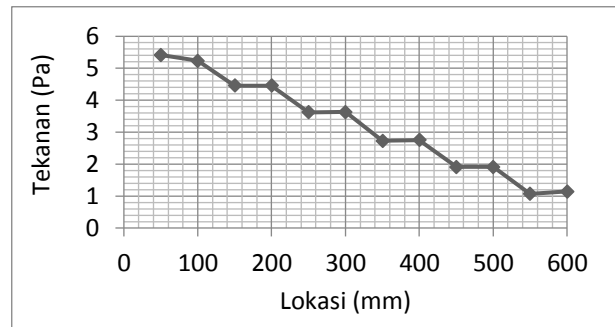
**Gambar 6.a.** Kontur tekanan pada geometri STHE.

Berdasarkan Gambar 6.a. nilai tekanan pada sisi *inlet shell* sebesar 6,25 Pa dan sisi *outlet shell* sebesar 0,45 Pa. Nilai tekanan pada *sisi inlet tube* sebesar 0,1 Pa dan *sisi outlet tube* sebesar 0,01 Pa. Penurunan tekanan pada STHE dapat dilihat pada Tabel 1. berikut.

**Tabel 1.** Penurunan Tekanan pada STHE

Lokasi	Penurunan Tekanan (Pa)
Shell	5,8 Pa
Tube	0,087 Pa

Penurunan tekanan pada sisi *shell* lebih besar daripada sisi *tube*. Hal tersebut karena aliran fluida dingin pada sisi *shell* melewati hambatan berupa 5 *baffle* yang mengakibatkan aliran fluida tidak bisa langsung menuju sisi *outlet shell* sehingga terjadi penurunan tekanan pada sisi *shell* seperti kontur tekanan pada Gambar 6.a. Distribusi tekanan sepanjang sisi *shell* dapat dilihat pada Gambar 6.b. berikut.



**Gambar 6.b.** Grafik distribusi tekanan pada shell.

Gambar grafik diatas menunjukkan distribusi tekanan sepanjang *shell* dengan 12 lokasi pengukuran tekanan sepanjang geometri STHE. Berdasarkan grafik tersebut didapatkan bahwa terjadi penurunan tekanan pada shell dimulai dari lokasi 1 mm sampai dengan panjang keseluruhan shell sebesar 600 mm. Penurunan tekanan pada *shell* diakibatkan karena adanya pemasangan *baffle* pada geometri STHE.

**Perbandingan dengan penelitian sebelumnya**

Perbandingan nilai temperatur sisi *outlet shell*, koefisien perpindahan panas, dan laju perpindahan panas pada STHE dalam simulasi CFD dapat dilihat pada Tabel 2. berikut;

Berdasarkan Tabel 2. diperoleh nilai temperatur *outlet shell* terbesar pada HPH yaitu sebesar 348,4 K. Koefisien perpindahan panas terbesar pada HPH yaitu sebesar 25,28 W/m<sup>2</sup>K. Laju perpindahan panas terbesar dari perbandingan 3 penelitian diatas adalah pada HPH sebesar 353,92 W. Berdasarkan nilai laju perpindahan panas dan temperatur keluar sisi *shell* dari 3 penelitian maka desain optimal untuk geometri STHE adalah

**Tabel 2.** Perbedaan dengan penelitian sebelumnya

Keterangan	Temperatur keluar sisi shell $T_{c,o}$ (K)	Koefisien perpindahan panas keseluruhan $U$ ( $W/m^2K$ )	Laju perpindahan panas $Q$ (W)	Perbedaan dengan HPH (%)
Tanpa sirip dan 1 baffle (HPA)	328	9,67	270,7	$T_{c,o} = 5,8 \%$ $U = 61,7 \%$ $Q = 23,5 \%$
Sirip tipe annular tanpa baffle (HPF)	331	9,72	277,32	$T_{c,o} = 4,9 \%$ $U = 61,5 \%$ $Q = 21,6 \%$
Sirip tipe annular dan 5 baffle dengan BC 26% (HPH)	348,4	25,28	353,92	$T_{c,o} = 0 \%$ $U = 0 \%$ $Q = 0 \%$

geometri dengan penambahan sirip annular dan 5 baffle dengan BC 26% jika dibandingkan dengan 2 penelitian lainnya.

**Perbandingan Hasil Simulasi dengan Perhitungan**

Berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan analitik dapat dibandingkan hasil yang didapat yang dinyatakan dalam bentuk tabel sebagai berikut.

**Tabel 3.** Perbandingan temperatur outlet shell

Penelitian	Temperatur outlet sisi shell, $T_{c,o}$ (K)	
	Simulasi	Perhitungan
HPH	348,4	351,7

**Tabel 4.** Perbandingan koefisien (U) dan laju perpindahan panas (Q)

Penelitian	U ( $W/m^2K$ )		Q (W)	
	Simulasi	Perhitungan	Simulasi	Perhitungan
HPH	25,28	22,5	353,92	342,4

**Kesimpulan**

Dari penelitian dapat disimpulkan bahwa:

1. Setelah simulasi CFD sudah selesai dilakukan diperoleh data temperatur outlet sisi shell sebesar 348,4 K, koefisien perpindahan panas sebesar 25,28  $W/m^2K$  dan laju perpindahan panas sebesar 353,92 W;
2. Hasil perhitungan analitik geometri STHE pada penelitian ini menghasilkan nilai temperatur outlet shell sebesar 351,7 K dengan nilai koefisien perpindahan panas sebesar 22,5  $W/m^2K$  dan laju perpindahan panas sebesar 342,4 W;
3. Perbandingan antara hasil simulasi dan perhitungan analitik geometri STHE pada penelitian ini menghasilkan kesesuaian yang signifikan terhadap nilai temperatur outlet shell, koefisien perpindahan panas dan laju perpindahan panas.

**Ucapan Terima Kasih**

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Ibu Rosyida Permatasari, Ph.D. atas bimbingan dan masukan selama mengerjakan penelitian ini sehingga hasil penelitian ini dapat dipresentasikan..

**Daftar Referensi**

- [1] J. P. Holman, "Heat Transfer (10th Edition)," McGraw-Hill Co., 2010.
- [2] R. Permatasari and I. Dian, "Optimalisasi Desain Alat Penukar Panas Jenis Shell and Tube Heat Exchanger Menggunakan Metoda Computational Fluid Dynamics," Proceeding Natl. Symp. Thermofluids VIII 2016, no. November, pp. 56–61, 2016.
- [3] D. A. Septian, "Pengaruh Jarak Baffle Terhadap Performa Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube Untuk Pendingin Gas Alam Menggunakan HTRI," Trisakti, 2018.
- [4] A. W. Rokhadi, "Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Dari Sirip-Sirip Pin Ellips Susunan Segaris Dalam Saluran Segiempat," Mekanika, vol. 8, no. 2, pp. 300–307, 2015.
- [5] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition*. 2007.
- [6] F. Faza *et al.*, "PENGARUH SIRIP TIPE LONGITUDINAL DAN TIPE ANNULAR PADA ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL AND TUBE MENGGUNAKAN METODE," pp. 267–272, 2018.
- [7] R. Permatasari and A. M. Yusuf, "Material selection for shell and tube heat exchanger using computational fluid dynamics method," AIP Conf. Proc., vol. 1977, no. June, pp.1–7, 2018