

# PENGARUH PARAMETER SEGMENTAL *BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE* TERHADAP KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS DAN *PRESSURE DROP* MENGGUNAKAN SIMULASI ANSYS

## *THE EFFECT OF SEGMENTAL BAFFLE PARAMETERS ON SHELL AND TUBE ON HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND PRESSURE DROP USING ANSYS SIMULATION.*

A. Mulyanto<sup>1</sup>, T. Rachmanto<sup>2</sup>, D. Saputra<sup>3</sup>

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mataram, Jl. Majapahitno.62, Mataram, NTB, 83125, Indonesia.

E-mail addresses: [penulis@unram.ac.id](mailto:penulis@unram.ac.id)

<https://doi.org/10.29303/empd>.

Received .....; Received in revised form .....; Accepted .....

### ABSTRACT

Heat exchanger is a device used to exchange heat from two fluids of different temperatures. Shell and tube heat exchanger is one type of heat exchanger that is often used with the working principle that one fluid flows inside the tube, while the other fluid flows outside the tube. In general, the flow in shell and tube heat exchangers is parallel or opposite flow. To make the flow into cross flow, baffles are usually added. The research was conducted to determine the effect of baffle parameters with a single segmental type by varying the distance between baffles and baffle cut. This research was conducted numerically with variations in the distance between baffles: 10/6; 10/9; 10/12; 10/15 and 10/18 of the shell diameter and baffle cut variations: 15%, 25%, 35% and 45% of the baffle diameter. The research method used is using literature and simulation methods. The simulation is carried out using Computational Fluid Domain (CFD) using Ansys software with the viscous model used is the  $k-\epsilon$  realizable turbulence model. The results showed that segmental baffle parameters affect the value of heat transfer coefficient and pressure drop where the distance between baffles is inversely proportional to the heat transfer coefficient and pressure drop while the baffle cut is inversely proportional to the heat transfer coefficient but directly proportional to the pressure drop. The best total heat transfer coefficient value is 1333.89 W/m<sup>2</sup>K in the variation of the distance between baffles 0.05 m or 10/18.Ds with 15% baffle cut and the best pressure drop value based on the variation is 2.4630 Pa in the variation of the distance between baffles 0.15 m or 10/6.Ds with 15% baffle cut.

**Keywords:** Heat exchanger, Baffle, Ansys, Shell and tube, Heat transfer.

## 1. Pendahuluan

Heat exchanger merupakan sebuah alat yang digunakan untuk melakukan pertukaran kalor dari dua fluida yang berfungsi mengubah temperatur (kalor sensibel) atau fasa (kalor laten) diantara dua fluida yang berbeda temperatur. Fluida ini terpisah oleh dinding untuk mencegah bercampur satu sama lain [1]. Shell and tube heat exchanger adalah salah satu tipe heat exchanger yang sering digunakan. Adapun prinsip kerjanya yaitu salah satu fluida mengalir di dalam tube, sedangkan fluida lainnya mengalir didalam shell [2]. Secara umum, aliran pada shell and tube heat exchanger yaitu aliran paralel

atau berlawanan. Untuk dapat meningkatkan panjang aliran pada *shell* maka digunakan komponen *baffle*. *Baffle* merupakan suatu komponen yang dapat meningkatkan efektifitas dan koefisien perpindahan panas [3]. Dalam teori, *baffle* ditempatkan berdekatan sehingga dapat meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada fluida, akan tetapi penurunan tekanan yang terjadi semakin besar dikarenakan besarnya hambatan antar celah *baffle* begitu pula sebaliknya jika jarak antar *baffle* berjauhan maka selain berpengaruh pada penurunan tekanan dan perpindahan panas, juga akan berpengaruh pada kerusakan *tube* atau vibrasi [3]. Penurunan tekanan merupakan pertimbangan penting dalam tahap perancangan. Penurunan tekanan (*Pressure drop*) tersebut dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti jenis aliran (laminar atau turbulen) dan bagian geometri [4].

Pada penelitian ini penulis akan menganalisa pengaruh variasi jarak antar *baffle*: 10/6, 10/9, 10/12, 10/15 dan 10/18 dari diameter *shell* pada koefisien perpindahan panas dan *Pressure drop* dengan mempertimbangkan empat nilai persentase pemotongan *baffle* yang berbeda. Pemilihan variasi jarak dipilih berdasarkan ketentuan yang ada bahwa jarak antar *baffle* maksimal adalah memiliki perbandingan 1:5 dengan diameter *shell* [5]. Hal ini dilakukan agar mendapatkan perbedaan perpindahan panas dan *pressure drop* pada *shell and tube heat exchanger* berbasis numerik menggunakan *Computational Fluid Dynamics (CFD) software* Ansys dengan parameter geometri *shell and tube heat exchanger* yang digunakan mengacu pada penelitian yang dilakukan sebelumnya [6].

Menurut Ozden dan Tari (2010) pada penelitian yang berjudul “*Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat exchanger*”. Pada penelitian dengan memvariasikan jarak *baffle*, *baffle cut* dan laju aliran massa dengan membandingkan dengan hasil Kern dan Bell-Delaware. Sebagai kesimpulan umum, dapat dikatakan menggunakan CFD dengan eksperimen pendukung meningkatkan kualitas desain akhir dalam waktu yang singkat. Pada penelitian ini juga membandingkan dari seluruh model turbulensi yang ada dan mendapatkan model turbulensi *k-ε Realizable* dengan diskritasi orde pertama dan *fine mesh* sebagai simulasi terbaik. Pada penelitian ini, dibuktikan simulasi CFD yang mendapatkan hasil simulasi terbaik dengan model turbulensi *k-ε Realizable*. Menurut Gustyawan (2017) dalam penulisan *final project* yang berjudul “Analisis Variasi *Helical Baffle* pada *Shell and tube Heat exchanger* Berbasis *Computational Fluid Dynamics (CFD)*” melakukan penelitian dengan memvariasikan jarak *baffle* dan laju aliran massa *inlet*. Adapun hasil dari penelitian ini bahwa variasi jarak *baffle* 0,6 m dengan laju aliran massa *inlet* fluida 0,2 kg/s memiliki nilai koefisien perpindahan panas total yang paling baik dengan nilai 469,05 W/m<sup>2</sup>.K, dan *Pressure drop* paling baik adalah 0,62 Pa pada variasi jarak 0,15 m dengan laju aliran massa 0,05 kg/s. Pada penelitian ini membuktikan bahwa jarak *baffle* dapat mempengaruhi perpindahan panas yang terjadi dengan deviasi sebesar 2% pada konservasi massa dan energi menggunakan simulasi.

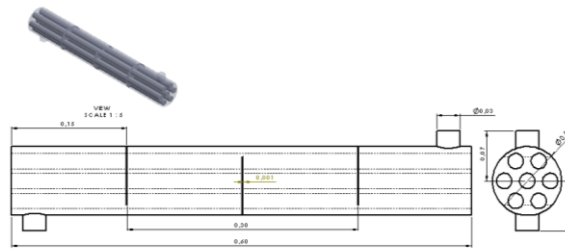
## 2. Bahan dan Metode

### 2.1. Tahap Pre-processing

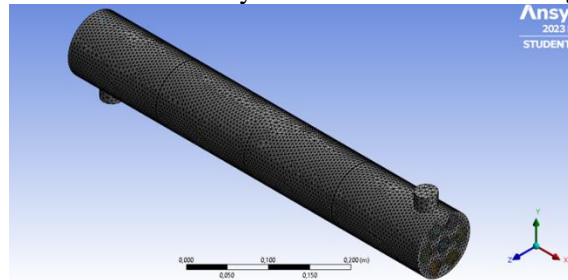
Pada proses ini dilakukan desain geometri *shell and tube*, menentukan *boundary condition* dan *meshing* yang kemudian disimulasikan.

Tabel 1 Data parameter desain geometri

Parameter desain geometri STHE		
Diameter <i>shell</i>	Ds (m)	0,09
Panjang <i>Shell</i>	Ls (m)	0,6
<i>Tube Pitch</i>	Pt (m)	0,03
Jumlah <i>Tube</i>	Nt	7
Diameter Luar <i>Tube</i>	Do (m)	0,02
Diameter Dalam <i>Tube</i>	Di (m)	0,019
<i>Baffle Spacing</i>	Lb (m)	0,15; 0,1; 0,075; 0,06; 0,05
<i>Baffle cut</i>	Bc (m)	15%; 25%; 35%; 45%
Jumlah <i>Baffle</i>	Nb	3; 5; 7; 9; 11
Ketebalan <i>Baffle</i>	ΔBT (m)	0,001
Diameter <i>shell</i>	Ds (m)	0,09



Gambar 1 Desain geometri penelitian untuk variasi 10/6 dari diameter *shell* dengan *baffle cut* 15%. Dalam membuat geometri penelitian dibuat menggunakan *solidworks 2022* yang kemudian disimpan dengan *file .STEP* dan ditransfer ke *ansys* untuk melakukan *meshing*.



Gambar 2 Bentuk *mesh* penelitian

Dalam melakukan *meshing* disesuaikan berdasarkan keakuratan dan validasi yang telah ditetapkan pada waktu simulasi. Setelah melakukan *meshing* maka dilakukan *boundary condition*.

Tabel 2 *Boundary condition*

Inisiasi	Keterangan
<i>Inlet_cold</i>	<i>Inlet</i> fluida dingin
<i>Outlet_cold</i>	<i>Outlet</i> fluida dingin
<i>Cold_fluid_domain</i>	Domain fluida dingin
<i>Inlet_hot</i>	<i>Inlet</i> fluida panas
<i>Outlet_hot</i>	<i>Outlet</i> fluida panas
<i>Hot_fluid_domain</i>	Domain fluida panas
<i>Wall_tube</i>	Inisialisasi dinding <i>tube</i>

## 2.2. Tahap *Processing*

Tahap *processing* merupakan tahapan dalam mengatur *solver* model, *viscous* model, *material*, pengaturan *control* solusi numerik, inisialisasi kondisi, dan pengaturan iterasi yang digunakan. Pada *solver* model digunakan persamaan energi dan persamaan  $k-\epsilon$  *Realizable*. Kemudian pada material dan parameter fluida digunakan pada tabel dibawah dengan acuan pada [7].

Tabel 3 Parameter Fluida

<i>Properties</i>	Unit	<i>Cold water (shell)</i>	<i>Hot water(tube)</i>
Temperatur Input (T)	K	300	450
mass flow rate (m)	kg/s	0,05	1
<i>Density</i> ( $\rho$ )	1 kg/m <sup>3</sup>	996,6	890,42
<i>Specific Heat</i> (Cp)	J/kg.K	4179.2	4398
Konduktivitas termal (k)	W/m.K	0,6102	0,6712
Viskositas	kg/m.s	$0,8538 \times 10^{-3}$	$0,153 \times 10^{-3}$
Prandlt	-	5,852	0,9971
Temperatur Input (T)	K	300	450

Adapun kondisi dari *boundary condition* dimasukkan untuk mengidentifikasi dari *boundary* yang di inisialisasikan.

Tabel 4 *Boundary condition*

Fluida Dingin	<i>Water-liquid</i>
Fluidas Panas	<i>Water-Liquid</i>
Dinding <i>Shell</i>	<i>Stationary wall; No slip condition; Roughness constant: 0,5; Thermal condition : heat flux = 0 W/m<sup>2</sup>; Alumunium</i>

Wall_tube	Stationary wall; No slip condition; Roughness constant: 0,5; Thermal condition : Heat flux = 0 W/m <sup>2</sup> , Thickness : 0,001 m; Alumunium
Inlet_cold	mass-flow inlet; T : 300°K; ṁ : 0.05 kg/s
Outlet_cold	Pressure-outlet; P : 0 Pa
Inlet_Hot	mass-flow inlet; T : 450°K ; ṁ : 1 kg/s
Outlet_Hot	Pressure-outlet; P : 0 Pa

### 2.3. Tahap Post-processing

Pada tahap *post-processing* mendapatkan hasil dari simulasi berupa temperatur *outlet* (T<sub>out</sub>) pada *tube* dan *shell*, kecepatan maksimal (V<sub>max</sub>) dan total laju perpindahan panas (q). Data kuantitatif didapatkan selanjutnya diverifikasi dengan mengacu pada konservasi energi apakah nilai q<sub>e</sub> = q<sub>h</sub> dan konservasi massa  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$  fluida panas maupun fluida dingin. Apabila sudah terpenuhi maka dilanjutkan pengambilan data dari tiap titik yang akan ditinjau. Dari data yang didapatkan, selanjutnya diolah dan disajikan dalam bentuk grafik menggunakan *Microsoft excel*. Adapun perhitungan pada koefisien perpindahan panas keseluruhan dan *pressure drop* menggunakan metode Kern's [8]. Hal ini dilakukan karena metode ini memiliki prediksi yang memuaskan dari spesifikasi awal *shell and tube heat exchanger*. Selain itu, metode yang dikembangkan berdasarkan data eksperimen sehingga Sebagian besar direkomendasikan dalam literatur menghasilkan desain yang optimal [9].

$$\frac{1}{U_o} = \left[ \frac{1}{h_o} \right] + \left[ \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} \right] + [r_o \cdot \ln \left[ \frac{r_o}{r_i} \right] / k_w] \tag{1}$$

$$\Delta P_s = \frac{[f_s \cdot G_s^2 (Nb+1) Ds]}{2 \cdot \rho_s \cdot D_e \cdot \varphi_s} \tag{2}$$

## 3. Hasil dan Pembahasan

### 3.1. Verifikasi data simulasi

Dalam melakukan verifikasi data simulasi digunakan satu variasi yaitu pada variasi jarak antar *baffle* 10/6 dari diameter *shell* dengan *baffle cut* 15%

Tabel 5 Verifikasi berdasarkan jumlah *mesh*

Mesh	Waktu Simulasi	Waktu Penelitian (20 Variasi)	Rasio Kesalahan (%)	
			Hukum Kekekalan Energi	Hukum Kekekalan Massa
900.000	1-2 Jam	10 – 20 Jam	6	0,01
1.700.000	3-5 Jam	60 – 100 Jam	0,2	0,01
3.000.000	5-10 Jam	100 – 200 Jam	0,1	0,01

Pada tabel diatas menunjukkan bahwa waktu yang dibutuhkan pada jumlah *mesh* 3.000.000 sangatlah lama hal ini diakibatkan karena *mesh* yang digunakan terlalu banyak dan berdasarkan pada nilai validasi simulasi menunjukkan bahwa pada *mesh* 3.000.000 dan 1.700.000 memiliki nilai rasio mendekati dari yang ditentukan. Oleh sebab itu maka digunakan *mesh* 1.700.000 dalam melakukan penelitian ini karena lebih efisien jika dibandingkan dengan yang lain. Adapun pemilihan *mesh* tersebut digunakan dalam setiap variasi sehingga didapatkan hasil verifikasi data berdasarkan tabel dibawah.

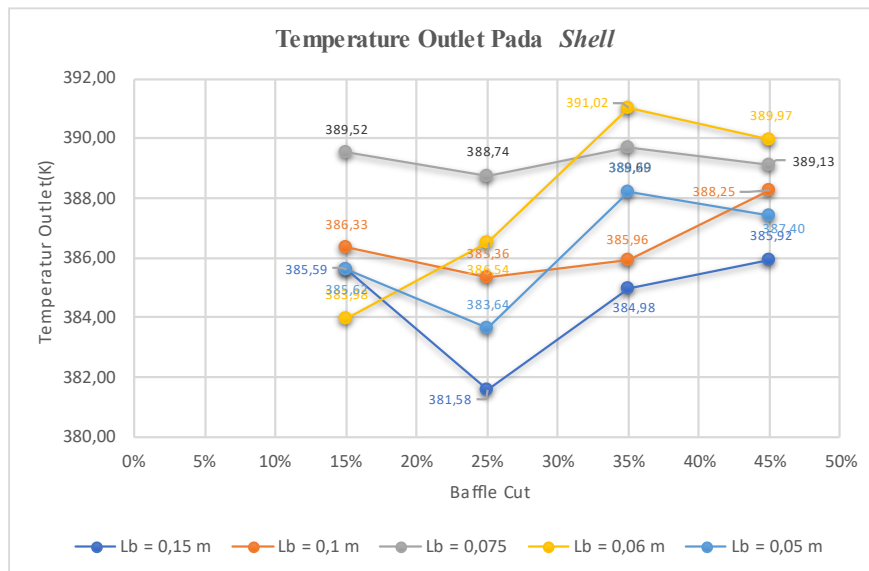
Tabel 6 Hasil verifikasi data simulasi

Jarak <i>baffle</i> (m)	<i>Baffle cut</i> (B <sub>c</sub> )	Rasio Kesalahan (%)	
		Hukum Kekekalan Energi	Hukum Kekekalan Massa
0,15	15%	0,3	0,01
	25%	0,44	0,01
	35%	0,26	0,01
	45%	0,18	0,01
0,1	15%	0,13	0,01
	25%	0,15	0,01
	35%	0,15	0,01
	45%	0,13	0,01
0,075	15%	0,01	0,01
	25%	0,01	0,01

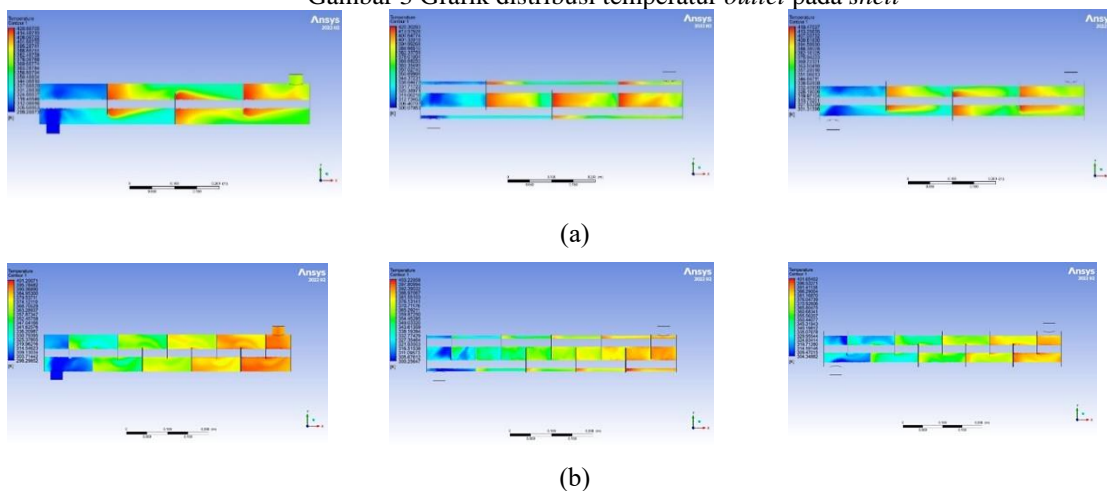
0,06	35%	0,01	0,01
	45%	0,01	0,01
	15%	0,01	0,01
	25%	0,01	0,01
0,05	35%	0,01	0,01
	45%	0,01	0,01
	15%	0,01	0,01
	25%	0,01	0,01
	35%	0,01	0,01
	45%	0,01	0,01

### 3.2. Hasil simulasi ansys

Pada nilai temperatur *outlet* pada *shell* terjadi perbedaan nilai. Hal ini Terjadinya perbedaan temperatur pada setiap variasi dikarenakan terjadinya gesekan pada permukaan *tube* yang mana fluida panas pada *tube* melakukan transfer panas ke dinding *tube* yang kemudian diteruskan sehingga fluida dingin pada *shell* menerima panas yang biasa disebut konduksi. Kemudian panas yang diterima oleh fluida dingin akan merambat ke seluruh fluida dingin lainnya dengan proses konveksi. Pada variasi memiliki nilai yang tidak stabil hal ini dikarenakan adanya zona resirkulasi yang tidak diinginkan sehingga transfer panas yang dilakukan tidak maksimal. Pada kontur terlihat pada belakang *baffle* menunjukkan bahwa pada bagian tersebut memiliki warna kontur yang lebih tinggi dibandingkan sekitarnya karena adanya resirkulasi sehingga transfer panas yang terjadi tidak secara efektif.

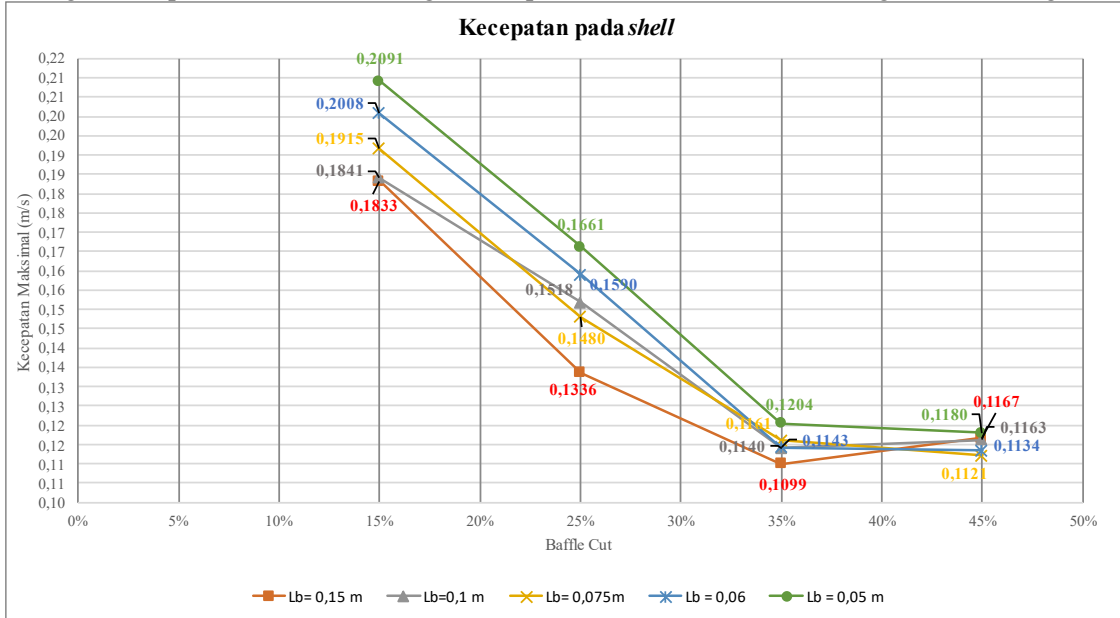


Gambar 3 Grafik distribusi temperatur *outlet* pada *shell*

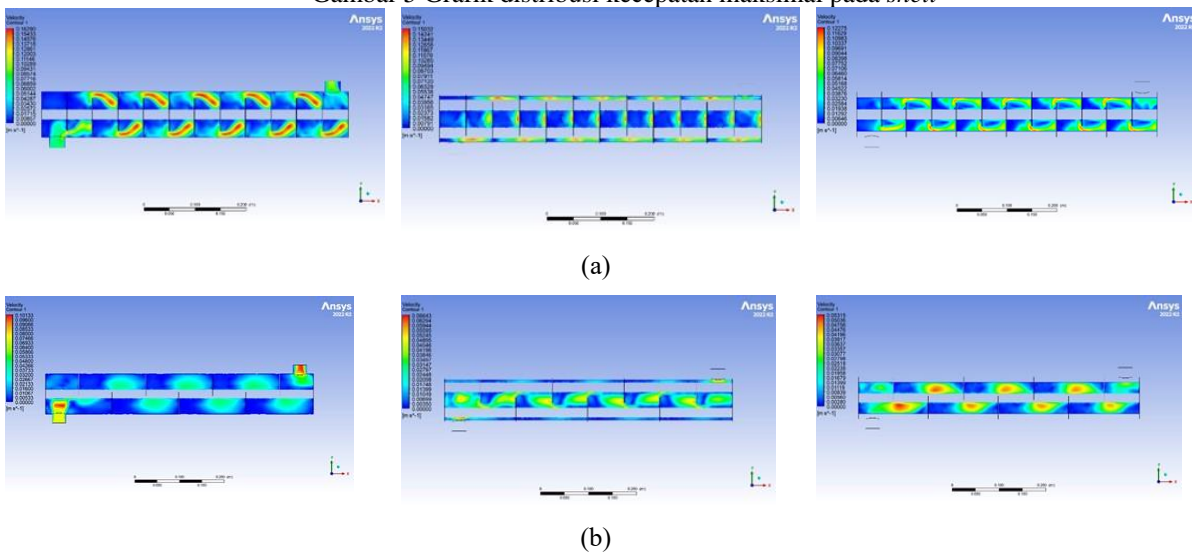


Gambar 4 Kontur distribusi temperatur *outlet* pada *shell* (a) Lb = 0,15 m atau 10/6 . Ds dengan pada *baffle cut* 25 %, (b) Lb = 0,06 m atau 10/15.Ds dengan *baffle cut* 35%

Untuk hasil simulasi Ansys pada nilai kecepatan maksimum pada *shell* mengalami pengaruh hal ini diakibatkan terjadinya luas permukaan ketika aliran pada bagian *baffle* maka terjadinya suatu penyempitan aliran sehingga dapat meningkatkan kecepatan yang ada hal ini didukung dengan data kualitatif dimana kecepatan yang lebih besar dilihat ketika aliran telah melintasi *baffle* dan sesuai dengan hubungan luas permukaan aliran dengan kecepatan dimana memiliki hubungan berbanding terbalik.



Gambar 5 Grafik distribusi kecepatan maksimal pada *shell*



Gambar 6 Kontur distribusi *kecepatan* pada *shell* (a)  $L_b = 0,05$  m atau 10/18 . Ds dengan *baffle cut* 15 %, (b)  $L_b = 0,075$  m atau 10/12 . Ds dengan *baffle cut* 45 %

### 3.3. Pengaruh terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dan *pressure drop*

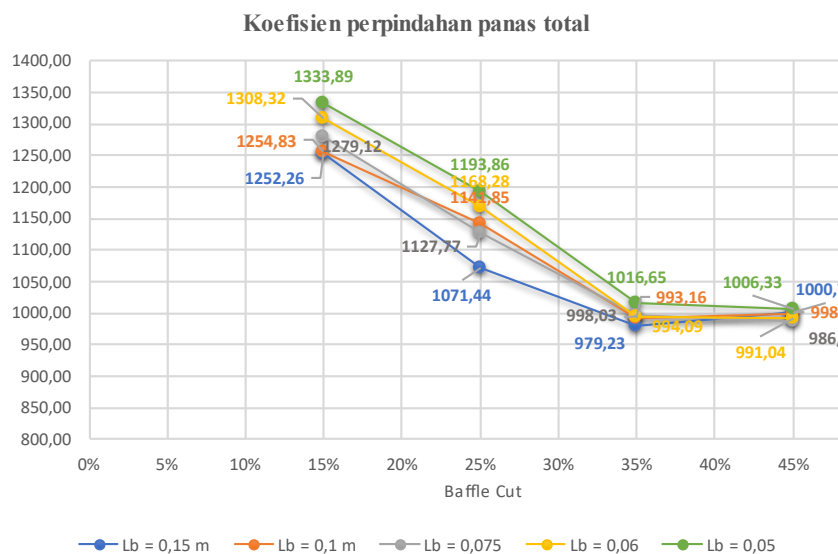
Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dan *pressure drop* dihitung menggunakan persamaan (1) dan persamaan (2) dengan menggunakan data dari simulasi berupa kecepatan maksimal pada *shell* kemudian diolah menjadi tabel berikut.

Tabel 7 Data penelitian

Jarak <i>baffle</i> ( $L_b$ ) (dari diameter <i>shell</i> )	<i>Baffle cut</i> ( $B_c$ ) (dari diameter <i>baffle</i> )	Koefisien perpindahan panas ( $U_o$ )	<i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i> ( $\Delta P$ )
10/6	15%	1252,15	2,4630
	25%	1071,47	2,6155

10/9	35%	979,23	2,7143
	45%	1000,75	2,6834
	15%	1254,95	18,6874
	25%	1141,85	19,3861
10/12	35%	993,16	20,4687
	45%	998,77	20,3923
	15%	1280,81	78,1169
	25%	1127,73	82,0836
10/15	35%	998,47	85,9427
	45%	986,71	86,5323
	15%	1308,25	236,3950
	25%	1167,95	247,1474
10/18	35%	994,07	263,1092
	45%	990,82	263,5347
	15%	1334,90	583,5060
	25%	1193,78	609,7945
	35%	1016,70	648,2363
	45%	1006,15	650,7661

Koefisien perpindahan panas total dan *pressure drop* memiliki pengaruh pada jarak antar *baffle* dan *baffle cut*. Pada nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan memiliki hubungan berbanding terbalik pada geometri jarak antar *baffle* dan *baffle cut*. Fenomena ini juga berpengaruh akibat pengaruh profil kecepatan fluida yang berbeda yang akan berdampak pada nilai *Reynold* dan nilai *Nusselt* yang dimana semakin besar kecepatan maksimal fluida, maka akan semakin besar pula nilai *Reynold* dan nilai *Nusselt*. Berdasarkan data nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi pada jarak antar *baffle* 0,05 m atau 10/18/D<sub>s</sub> dengan *baffle cut* 15% memiliki nilai koefisien perpindahan panas total 1334,90 W/m<sup>2</sup>K dan nilai terendah pada jarak antar *baffle* 0,75 m dengan *baffle cut* 35% memiliki nilai koefisien perpindahan panas total 979,23W/m<sup>2</sup>.K.

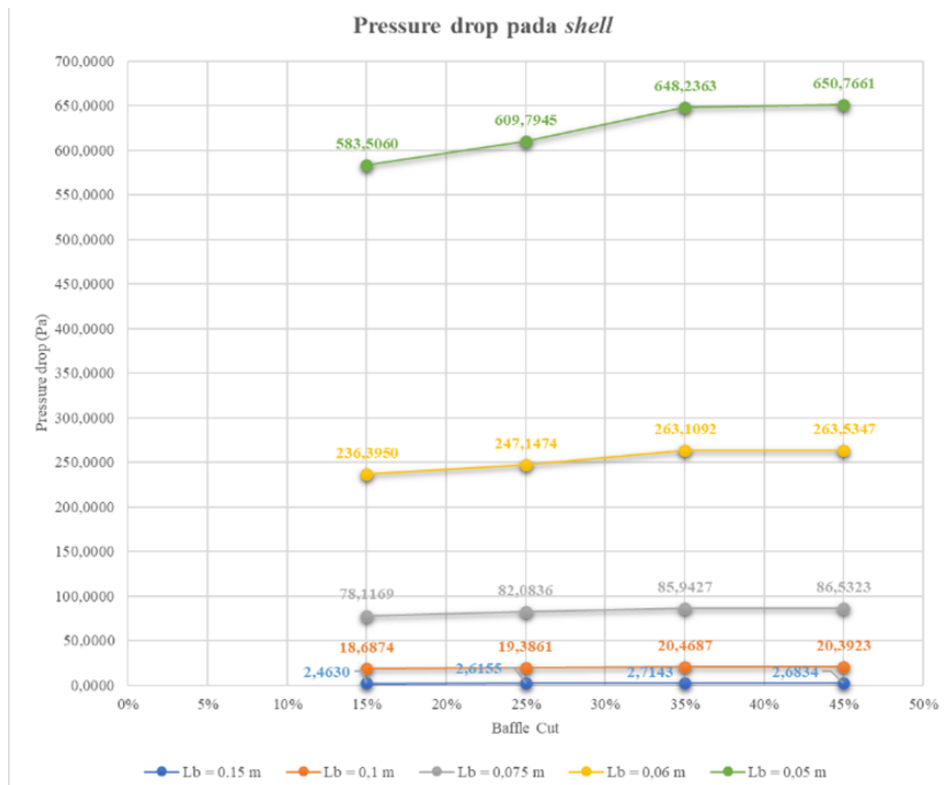


Gambar 7 Grafik parameter segmental *baffle* terhadap koefisien perpindahan panas total

Pada nilai *pressure drop* terdapat mempunyai pengaruh terhadap parameter segmental *baffle* pada jarak antar *baffle* dan *baffle cut*. Adapun hubungan antara *pressure drop* yaitu pada jarak antar *baffle* memiliki hubungan berbanding terbalik sedangkan pada *baffle cut* berbanding lurus. Fenomena tersebut terjadi karena dipengaruhi dari jumlah *baffle* yang berdampak terhadap panjang lintasan aliran fluida pada *shell*. Selain itu, jumlah *baffle* akan mengakibatkan peningkatan gesekan (*friction factor*) antara fluida dengan permukaan *baffle* dan akan menimbulkan energi disipasi (energi panas akibat gesekan). Karakteristik nilai *pressure drop* pada *heat exchanger* menyatakan sejauh mana fluida mampu mempertahankan karakteristik tekanan yang dimiliki selama fluida tersebut mengalir dari sisi *inlet* hingga pada sisi *outlet*. Berdasarkan data bahwa nilai *pressure drop* pada *shell* tertinggi pada jarak antar



*baffle* 0,05 m atau 10/18.D<sub>s</sub> dengan *baffle cut* 45% memiliki *pressure drop* 650,7661 Pa dan terendah pada jarak antar *baffle* 0,15 m atau 10/6.D<sub>s</sub> dengan *baffle cut* 15% memiliki *pressure drop* 2,463 Pa.



Gambar 7 Grafik parameter segmental *baffle* terhadap *pressure drop*

#### 4. Kesimpulan

Hasil penelitian menyimpulkan bahwa pengaruh parameter segmental *baffle* terhadap nilai koefisien perpindahan panas dan *pressure drop*. Pada jarak antar *baffle* memiliki hubungan berbanding terbalik pada koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* sedangkan pada *baffle cut* memiliki hubungan berbanding terbalik pada koefisien perpindahan panas dan berbanding lurus pada *pressure drop*. Nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi adalah 1333,89 W/m<sup>2</sup>K pada variasi jarak antar *baffle* 0,05 m atau 10/18 dari diameter *shell* dengan *baffle cut* 15% dimana nilai tertinggi dipengaruhi akibat pengaruh profil kecepatan fluida. Nilai *pressure drop* yang paling baik berdasarkan variasi adalah 2,4630 Pa pada variasi jarak antar *baffle* 0,15 m atau 10/6 dari diameter *shell* dengan *baffle cut* 15% dimana nilai *pressure drop* dipengaruhi dari jumlah *baffle* yang berdampak terhadap panjang lintasan dan *friction factor*.

#### Daftar Notasi

U <sub>o</sub>	Koefisien perpindahan panas total (W/m <sup>2</sup> . K)
k <sub>w</sub>	Konduktivitas termal pada dinding <i>tube</i> (W/m.K)
d <sub>o</sub>	Diameter luar <i>tube</i> (m)
d <sub>i</sub>	Diameter dalam <i>tube</i> (m)
r <sub>o</sub>	Jari-jari luar <i>tube</i> (m)
r <sub>i</sub>	Jari-jari dalam <i>tube</i> (m)
h <sub>o</sub>	Koefisien perpindahan panas pada sisi <i>shell</i> (W/m <sup>2</sup> . K)
h <sub>i</sub>	Koefisien perpindahan panas pada sisi <i>tube</i> (W/m <sup>2</sup> . K)
f	<i>friction factor</i>
G <sub>s</sub>	Kecepatan aliran pada <i>shell</i> (Kg/m <sup>2</sup> s)
N <sub>b</sub>	Jumlah <i>baffle</i>
n	Jumlah pass aliran pada <i>tube</i>



## Daftar Pustaka

- [1] S. V. Dhavie, A. S. Shastri and I. R. Kale, "Design and Economic Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger Using Cohort Intelligence Algorithm," *Neural Computing and Applications*, vol. 30, no. 1, pp. 111-125, 2018.
- [2] T. Kuppan, *Heat Exchanger Design Handbook*, New York: Marcel Dekker, Inc, 2000.
- [3] H. E. Anggraini, "Pengaruh Penggunaan Baffle pada Shell-and-Tube heat exchanger," *Teknik Mesin 3*, pp. 19-23, 2001.
- [4] O. M. E. S. Khayal, "Fundamentals of Heat Exchanger," *International Journal of Research in Computer Applications and Robotics*, vol. 6, no. 12, pp. 1-11, 2018.
- [5] TEMA, *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, Tenth Edition ed., United States of America: Tubular Exchanger Manufacturers Association inc, 2019.
- [6] E. Ozden and I. Tari, "Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat Exchanger," *Energy Conversion and Management*, pp. 1004-1014, 2010.
- [7] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th*, America: John Wiley & Sons, 2007.
- [8] D. Q. Kern, *Heat Transfer*, International Student ed., Tokyo: McGraw-Hill International Book Company, 1965.
- [9] K. R. Sinnott, *Chemical Engineering Design*, 4th ed., Elsevier Butterworth - Heinemann, 2005.