

PENGARUH JUMLAH *BAFFLE* TERHADAP KINERJA ALAT PENUKAR KALOR TIPE *SHELL AND TUBE*

Elvine Handika Putra⁽¹⁾, Irwin Bizzy^(1*)

⁽¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sriwijaya

Palembang, Sumatera Selatan, Indonesia

^(*)E-mail Corresponding Author : irwin@unsri.ac.id

Abstrak

Fungsi *baffle* dalam penukar kalor tipe *shell and tube* adalah untuk meningkatkan laju perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin atau sebaliknya dan sebagai penyangga *tube* yang ada pada *shell*. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi jumlah *baffle* yang diperlukan dalam perhitungan kinerja dari penukar kalor tipe *shell and tube*. Analisis kinerja di sini terdiri dari nilai koefisien perpindahan kalor, penurunan tekanan, dan efektivitas. Hasil analisis menunjukkan bahwa bertambahnya jumlah *baffle* pada penukar kalor terjadi peningkatan nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell*, terjadi penurunan tekanan sisi *shell*, dan peningkatan efektivitas pada alat penukar kalor itu sendiri.

Kata Kunci: *Baffle*, kinerja, penukar kalor, *shell and tube*.

Abstract

The function of baffles in shell and tube type heat exchangers is to increase the rate of heat transfer from a hot fluid to cold fluid or vice versa and as a buffer tube in the shell. The purpose of this study was to determine the effect of variations in the number of baffles needed in calculating the performance of shell and tube heat exchanger types. Performance analysis here consists of a heat transfer coefficient, pressure drop, and effectiveness. The analysis shows that increasing the number of baffles in the heat exchanger increases the value of the shell side heat transfer coefficient, there is a decrease in shell side pressure and an increase in the effectiveness of the heat exchanger itself.

Keywords: *Baffle*, performance, heat exchanger, *shell and tube*.

1. PENDAHULUAN

Penggunaan penukar kalor semakin banyak dalam dunia industri untuk menaikkan atau menurunkan temperatur fluida. Sebagian besar industri selalu menggunakannya terutama pada tipe *shell and tube* untuk memproses perpindahan kalor dari sisi panas ke dingin atau sebaliknya [1]. Tipe alat penukar kalor ini banyak manfaatnya dalam rekayasa pengolahan energi dari panas ke dingin. Sebagai contoh dalam proses pengolahan minyak dan gas bumi, penukar kalor digunakan untuk pemanasan awal minyak mentah sebelum dipanaskan lebih lanjut di dapur pembakaran. Bahkan aplikasi penukar panas pada pengurangan masalah lingkungan juga digunakan, yaitu polusi sistem nyala api dan udara [2]. Polutan hidrokarbon dilepaskan dari nyala api kilang dan pabrik petrokimia adalah sumber utama polusi udara. Penelitian ini dilakukan terhadap kilang minyak domestik dan pabrik *Ethylene*. Hasil dari penelitian ini adalah penukar kalor yang digunakan telah mampu mengatasi polusi ini dan dapat menghemat pembiayaan lingkungan.

Penukar kalor ini biasanya didukung oleh satu atau lebih *baffle* untuk mengarahkan aliran fluida yang melewati tabung. *Baffle* dipasang dalam penukar

kalor untuk meningkatkan efektivitas dan koefisien perpindahan panas yang terjadi. Secara umum, material *baffle* terbuat dari bahan *carbon steel*. *Baffle* juga berfungsi untuk mendukung *tube* pada posisi yang tepat pada saat perakitan dan untuk mengurangi getaran pada *tube* yang disebabkan oleh turbulensi yang terjadi. Turbulensi aliran ini akan meningkatkan koefisien perpindahan panas sehingga laju perpindahan panas juga akan meningkat. Penukar kalor tipe *shell and tube* memiliki tipe *baffle*, yaitu *segmental baffle* dan *helical baffle* [3]. Selain itu, terdapat cukup banyak permasalahan yang terjadi di lapangan, seperti kebocoran karena terjadi korosi, dan lainnya [4]. Penurunan tekanan pada penukar panas merupakan pertimbangan penting selama tahap desain. Karena sirkulasi fluida memerlukan beberapa bentuk pompa atau kipas, biaya tambahan dikeluarkan karena desain yang tidak tepat. Perhitungan penurunan tekanan diperlukan untuk kedua aliran fluida, dan dalam kebanyakan kasus aliran terdiri dari dua aliran internal atau aliran internal dan eksternal. Penurunan tekanan dipengaruhi oleh sejumlah faktor, yaitu jenis aliran (laminar atau turbulen) dan bagian geometri [5].

Penukar kalor juga diklasifikasikan berdasarkan temperatur fluida yang digunakan. Temperatur yang

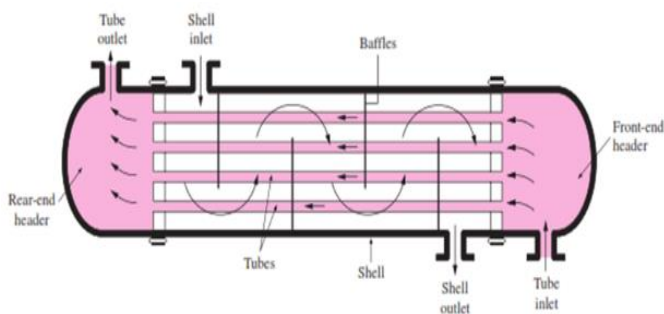
tinggi biasanya digunakan pada sistem turbin gas, yaitu pada *recuperator*, *intercooler*, and *cooling-air cooler* [6]. Untuk itu, perlu diidentifikasi keuntungan dari memiliki penukar yang sesuai dengan kondisi kerja, kondisi lingkungan dan aspek ekonomi [7].

Untuk itu, dalam tulisan ini akan dianalisis pengaruh jumlah *baffle* yang divariasikan, yaitu 21 unit, 23 unit, 25 unit, 27 unit, 29 unit, 31 unit, dan 33 unit. Sedangkan, dalam analisis dipilih fluida panasnya adalah *Propylene* (C_3H_6) di sisi *shell* dan fluida dinginnya di sisi *tube* adalah air (H_2O).

2. METODOLOGI

2.1 Penukar Kalor

Alasan pemilihan penukar kalor tipe *shell and tube* dalam penelitian ini adalah memiliki kelebihan *thermal performance* yang tinggi sehingga banyak diaplikasikan dalam industri walaupun mempunyai konstruksi yang rumit. Data parameter desain geometri alat penukar kalor terdiri dari jumlah *tube*, panjang *tube*, panjang *shell*, diameter luar *tube*, diameter dalam *tube*, diameter luar *shell*, diameter dalam *shell*, dan jumlah *baffle*. Skema penukar kalor tipe *shell and tube* ditunjukkan pada gambar 1.



Gambar 1 Gambar Alat Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube* [8].

2.2 Parameter Data

Penukar kalor yang digunakan yaitu jenis *shell and tube*. Fluida panas yang digunakan pada sisi *shell* yaitu *propylene* yang didinginkan oleh air pendingin pada sisi *tube*. Spesifikasi desain penukar kalor dan parameter fluida ditunjukkan pada tabel 1 dan tabel 2. Setelah parameter data didapatkan dilanjutkan dengan perhitungan data. Perhitungan tersebut meliputi perbedaan temperatur rata-rata logaritma (LMTD), koefisien perpindahan kalor, laju perpindahan kalor, penurunan tekanan dan efektivitas alat penukar kalor. Perhitungan ini dilakukan secara manual dan memakai program.

Tabel 1. Spesifikasi desain penukar kalor

Keterangan	Simbol	Data	Satuan
Spesifikasi Shell dan Tube			
Type		B,E,M	
Heat Exchanger Type		Horizontal	
Jumlah Tube	N_t	198	unit
Diameter Luar Tube	$d_{o,t}$	0,01905	m
Diameter Dalam Tube	$d_{i,t}$	0,0148	m
Pitch Tube	P_t	0,0254	m
Tube Clearance	C	0,00635	m
Panjang Tube	L	5	m
Tebal Tube	t	0,0021	m
Susunan Tube		Rotated Trianguler 30	
Tube Pass		2	
Jenis Aliran		Counter Flow	
Jumlah Baffle	N_b	27	unit
Spacing Baffle	L_b	0,1805	m
Tebal Baffle	T_b	0,00465	m
Diameter Dalam Shell	$d_{i,s}$	0,43	m
Material Shell		Cast Iron	
Material Tube		Stainless Steel	

Tabel 2. Parameter fluida

Keterangan	Simbol	Data	Satuan
Cooling Water (sisi tube)			
Temperatur masuk	$T_{c,i}$	32,88	$^{\circ}C$
Laju aliran massa	m_c	7,325	Kg/s
Tekanan air	P_c	434,758	kPa
Angka prandtl	Pr_c	4,79	
Konduktivitas termal	K_c	0,623704	W/m.K
Viskositas	μ_c	0,000714	Kg/m.s
Massa jenis	ρ_c	993,832	Kg/m ³
Konduktivitas tube		15,15	W/m.K
Propylene (sisi shell)			
Temperatur masuk	$T_{h,i}$	78,23	$^{\circ}C$
Tekanan	P_h	2549,072	KPa
Laju aliran massa	m_h	3,72	Kg/s
Angka prandtl	Pr_h	2,76	
Konduktivitas termal	K_h	0,097916	W/m.K
Viskositas	μ_h	0,000077	Kg/m.s
Massa jenis	ρ_h	465,765	Kg/m ³

2.3 Prinsip Kerja Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube*

Persamaan umum untuk menyatakan jumlah kalor yang dipindahkan dari fluida pada alat penukar kalor dinyatakan dengan persamaan (1), di mana Q adalah laju perpindahan kalor (W), U adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$), A adalah luas perpindahan kalor menyeluruh (m^2), F adalah faktor koreksi bernilai lebih kecil dari 1, dan LMTD adalah beda temperatur rata-rata logaritma ($^{\circ}C$).

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot LMTD \quad (1)$$

2.4 Beda Temperatur Rata-rata

Parallel flow dan *counter flow*:

$$\text{LMDT} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (2)$$

di mana untuk *parallel flow*:

$$\Delta T_{\max} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (3)$$

$$\Delta T_{\min} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (4)$$

Sedangkan untuk *counter flow*:

$$\Delta T_{\max} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (5)$$

$$\Delta T_{\min} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (6)$$

2.5 Penurunan Tekanan

2.5.1 Penurunan Tekanan Sisi Tube

Nilai penurunan tekanan pada sisi *tube* penukar kalor dapat dicari dengan persamaan (7), di mana ΔP_t adalah penurunan tekanan sisi *tube* (Pa), f adalah faktor gesekan, G_t adalah laju aliran massa persatuan luas permukaan *tube* ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$), L adalah panjang *tube* (m), $d_{i,t}$ adalah diameter dalam tube (m), ϕ adalah rasio viskositas fluida, dan ρ adalah massa jenis fluida (kg/m^3).

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{2 d_{i,t} \rho \phi} \quad (7)$$

2.5.2 Penurunan Tekanan Sisi Shell

Besarnya penurunan tekanan pada sisi *shell* pada penukar kalor ini bisa dilihat berapa kali fluida itu melalui *tube bundle* di antara sekat. Besarnya penurunan tekanan juga dipengaruhi oleh seberapa banyak jumlah *baffles* dalam *shell*, diameter dalam *shell* serta faktor gesekan permukaan dalam *shell*. Untuk mencari nilai penurunan tekanan dalam *shell* bisa dicari dengan persamaan (8), di mana ΔP_s adalah penurunan tekanan sisi *shell* (Pa), f adalah faktor gesekan, G_s adalah laju aliran massa persatuan luas permukaan *shell* ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$), N_b adalah jumlah *baffles*, $d_{i,s}$ adalah diameter dalam *shell* (m), dan d_e adalah diameter luar hidrolik (m).

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 d_{i,s} (N_b + 1)}{2 \rho d_e \phi} \quad (8)$$

2.6 Perhitungan Penukar Kalor Tipe Shell and Tube

2.6.1. Perhitungan pada sisi tube

- a. Luas penampang *tube* total, a_t (m^2) dihitung dengan persamaan (9) dan jumlah *tube* dengan persamaan (10), di mana n adalah jumlah *pass*, N_t adalah jumlah *tube*, a'_t adalah luas penampang per tube (m^2), $d_{i,t}$ adalah diameter dalam *tube* (m)

$$a_t = N_t \frac{a'_t}{n} \quad (9)$$

$$a'_t = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{i,t}^2 \quad (10)$$

- b. Laju aliran massa per satuan luas penampang *tube*, G_t ($\text{kg}/\text{s} \cdot \text{m}^2$) dengan m_c adalah laju aliran

massa fluida dingin (kg/s) ditunjukkan pada persamaan (11).

$$G_t = \frac{m_c}{a_t} \quad (11)$$

- c. Kecepatan aliran pada lintasan, v_s (m/s) dengan ρ_c adalah densitas fluida dingin (kg/m^3) ditunjukkan pada persamaan (12)

$$v_t = \frac{m_c}{\rho_c \cdot a_t} \quad (12)$$

- d. Bilangan Reynolds, Re_t ditunjukkan pada persamaan (13), di mana μ_c adalah viskositas fluida dingin ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_{i,t}}{\mu_c} \quad (13)$$

- e. Bilangan Nusselt sisi aliran turbulen ditunjukkan pada persamaan (14), di mana P_r adalah Angka Prandtl *tube*.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (14)$$

- f. Koefisien perpindahan kalor *tube*, h_t ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$) ditunjukkan pada persamaan (15), di mana Nu adalah bilangan Nusselt, k adalah konduktivitas fluida dalam *tube* ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$).

$$h_t = \frac{Nu \cdot k}{d_{i,t}} \quad (15)$$

2.6.2. Perhitungan pada sisi shell

- a. Jarak *baffles*, L_b (m) ditunjukkan pada persamaan (16), di mana L adalah panjang *baffles* (m), dan T_b adalah tebal *baffles* (m).

$$L_b = \frac{L}{N_b} - T_b \quad (16)$$

- b. Luas penampang *shell*, a_s (m^2) ditunjukkan pada persamaan (17), di mana C adalah jarak diameter luar antar tube (m), P_t adalah *pitch tube* (m), dan $d_{i,s}$ adalah diameter dalam *shell* (m).

$$a_s = \frac{d_{i,s} \cdot C \cdot L_b}{P_t} \quad (17)$$

- c. Laju aliran massa per satuan luas penampang *shell*, G_s ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$) ditunjukkan pada persamaan (18), di mana m_c adalah laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

$$G_s = \frac{m_c}{a_s} \quad (18)$$

- d. Diameter Ekuivalen, d_e (m) ditunjukkan pada persamaan (19), di mana $d_{o,t}$ adalah diameter luar *tube* (m)

$$d_e = 4 \frac{P_t^2 \sqrt{3} - \pi \cdot d_{o,t}^2}{\frac{1}{2} \pi \cdot d_{o,t}} \quad (19)$$

- e. Kecepatan Aliran Fluida Pada *Shell*, V_s (m/s) ditunjukkan pada persamaan (20), di mana ρ_h adalah densitas fluida panas (kg/m³).

$$V_s = \frac{m_s}{\rho_h \cdot a_s} \quad (20)$$

- f. Bilangan Reynolds, Re ditunjukkan pada persamaan (21), di mana μ_h adalah viskositas fluida panas (kg/m.s)

$$Re_t = \frac{\rho_h \cdot v_s \cdot d_{i,s}}{\mu_h} \quad (21)$$

- g. Bilangan Nusselt Untuk Jenis Aliran Turbulen ditunjukkan pada persamaan (22), di mana Pr adalah bilangan Prandtl *shell*.

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{0,33} \quad (22)$$

- h. Koefisien Perpindahan Kalor, h_s (W/m².K) ditunjukkan pada persamaan (23), di mana d_e adalah diameter hidrolik (m), dan k adalah konduktivitas fluida dalam *shell* (W/m.K).

$$h_s = \frac{Nu \cdot k}{d_e} \quad (23)$$

2.6.3. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) ditunjukkan pada persamaan (24), di mana r_o adalah jari-jari luar *tube* (m), r_i adalah jari-jari dalam *tube* (m), dan k adalah konduktivitas termal *tube* (W/m.K).

$$U = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} + \frac{1}{h_t}} \right) \quad (24)$$

2.6.4. Laju Perpindahan Kalor sisi tube, Q_c (W)

Laju perpindahan kalor sisi *tube* (Q_c) ditunjukkan pada persamaan (25), di mana m adalah laju aliran massa (kg/s), C_p adalah kapasitas kalor fluida dingin (J.kg/K), T_{co} adalah temperatur ke luar aliran fluida dingin (K), dan T_{ci} adalah temperatur masuk aliran fluida dingin (K).

$$Q_c = (m \cdot C_p)_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (25)$$

2.6.5. Temperatur Ke luar Sisi *Shell*

Temperatur ke luar sisi *shell* ditunjukkan pada persamaan (26), di mana m adalah laju aliran massa (kg/s), C_p adalah kapasitas kalor fluida panas (J.kg/K), T_{ho} adalah temperatur ke luar aliran fluida panas (K), dan T_{hi} adalah temperatur masuk aliran fluida dingin (K).

$$T_{ho} = T_{hi} - (Q_h / (m \cdot C_p)_h) \quad (26)$$

2.6.6. Laju Kapasitas Kalor (C)

- a. Aliran fluida panas *shell*, C_h (W/K) ditunjukkan pada persamaan (27), di mana cp_h adalah panas jenis untuk fluida panas (J/kg.K).

$$C_h = m_h \cdot cp_h \quad (27)$$

- b. Aliran fluida dingin, C_c (W/K) ditunjukkan pada persamaan (28), di mana cp_c adalah panas jenis untuk fluida dingin (J/kg.K).

$$C_c = m_c \cdot cp_c \quad (28)$$

2.6.7. Laju perpindahan panas maksimal, Q_{maks} (W)

Laju perpindahan panas maksimal, Q_{maks} ditunjukkan pada persamaan (29), di mana C_{min} adalah nilai minimum antara C_c dan C_h .

$$Q_{maks} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (29)$$

2.6.8. Efektivitas Alat Penukar Kalor (ϵ)

Efektivitas *shell and tube* dapat dihitung dengan persamaan (30), di mana ϵ adalah efektivitas (%), Q_{maks} adalah laju perpindahan maksimal (W).

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \times 100\% \quad (30)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan Manual

Hasil perhitungan manual tanpa program ditabelkan pada tabel 3.

Tabel 3. Hasil perhitungan manual

Keterangan	Hasil Perhitungan Manual							
	No	1	2	3	4	5	6	7
Nb (Unit)	21	23	25	27	29	31	33	
U (W/m ² .K)	570,47	588,87	605,07	621,21	637,41	651,78	665,41	
Tc,o (°C)	44,03	44,21	44,46	44,87	45,14	45,49	45,64	
Th,o (°C)	44,36	43,81	43,06	41,81	40,99	39,93	39,47	
LMTD (K)	20,81	20,34	19,67	18,54	17,76	16,73	16,27	
Area m ²	59,43	59,43	59,43	59,43	59,43	59,43	59,43	
v,t (m/s)	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	
v,s (m/s)	0,33	0,36	0,40	0,43	0,46	0,49	0,52	
h,t (W/m ² .K)	2789,70	2789,70	2789,70	2789,70	2789,70	2789,70	2789,70	
h,s (W/m ² .K)	870,79	914,42	956,57	997,40	1037,05	1075,64	1113,27	
ΔPs (KPa)	2,28	2,97	3,78	4,74	5,86	7,14	8,59	
Q,h (W)	372685,45	378701,90	387058,07	400762,20	409786,87	421485,52	426499,22	
Q,c (W)	372685,45	378701,90	387058,07	400762,20	409786,87	421485,52	426499,22	
Q (W)	372685,45	378701,90	387058,07	400762,20	409786,87	421485,52	426499,22	
Qmaks (W)	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	
ε (%)	75%	76%	78%	80%	82%	84%	85%	

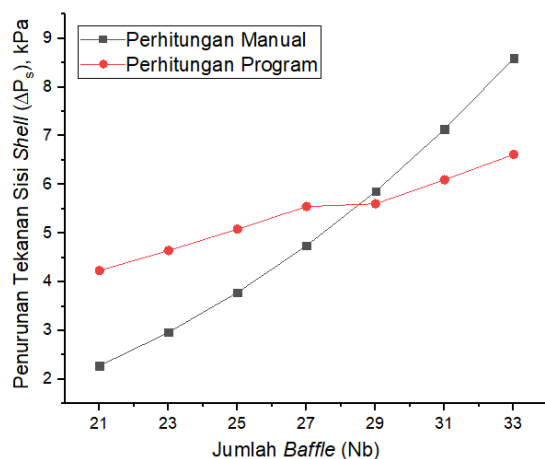
Hasil perhitungan program ditabelkan pada tabel 4.

Tabel 4. Hasil perhitungan program

Keterangan	Hasil Perhitungan Program							
	No	1	2	3	4	5	6	7
Nb (Unit)	21	23	25	27	29	31	33	
U (W/m ² .K)	704,65	717,59	729,30	739,72	731,47	736,49	743,01	
Tc,o (°C)	44,03	44,21	44,46	44,87	45,14	45,49	45,64	
Th,o (°C)	44,36	43,81	43,06	41,81	40,99	39,93	39,47	
LMTD (K)	17,0	16,2	14,9	12,3	9,9	8,59	7,84	
Area m ²	58,47	58,47	58,47	58,47	58,47	58,47	58,47	
v,t (m/s)	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	
v,s (m/s)	0,23	0,25	0,26	0,27	0,28	0,28	0,30	
h,t (W/m ² .K)	2977,04	2979,18	2981,95	2985,97	2987,02	2982,42	2972,04	
h,s (W/m ² .K)	1198,19	1235,61	1270,11	1301,09	1275,52	1291,99	1314,76	
ΔPs (KPa)	4,51	4,94	5,38	5,83	5,83	6,18	6,65	
Q (W)	384600	390700	398900	412600	421600	433200	438100	
Qmaks (W)	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	499023,23	
ε (%)	77%	78%	79%	82%	84%	86%	87%	

3.2 Pembahasan

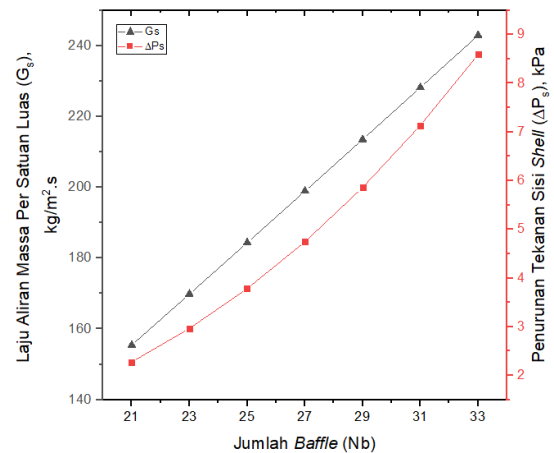
Penurunan tekanan sisi *shell* yang ditunjukkan pada gambar 2 memperlihatkan adanya perbedaan perhitungan secara manual dan program. Penurunan tekanan sisi *shell* mengalami peningkatan seiring dengan penambahan jumlah baffles pada penukar kalor. Pada hasil perhitungan manual dan hasil perhitungan program menunjukkan nilai penurunan tekanan sisi *shell* terendah pada jumlah baffles 21 unit masing-masing sebesar 2,28 kPa dan 4,51 kPa. Penurunan tekanan terus meningkat hingga jumlah baffles 33. Untuk jumlah baffles 33 unit nilai penurunan tekanan pada hasil perhitungan manual dan hasil perhitungan program masing-masing sebesar 8,59 kPa dan 6,65 kPa. Hasil ini menunjukkan bahwa semakin banyaknya jumlah baffles yang digunakan pada alat penukar kalor menyebabkan terjadinya penurunan tekanan fluida *propylene* pada sisi *shell*.



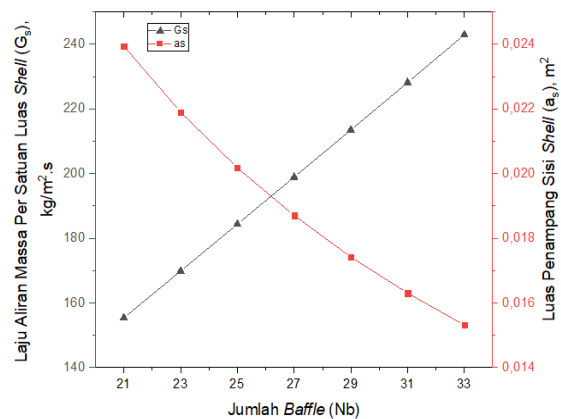
Gambar 2 Penurunan Tekanan Sisi Shell

Pada gambar 3 pengaruh laju aliran massa per satuan luas *shell* terhadap penurunan tekanan sisi *shell* dari penambahan jumlah baffles. Hasil perhitungan bahwa semakin meningkatnya laju aliran massa per satuan luas menyebabkan terjadinya peningkatan penurunan

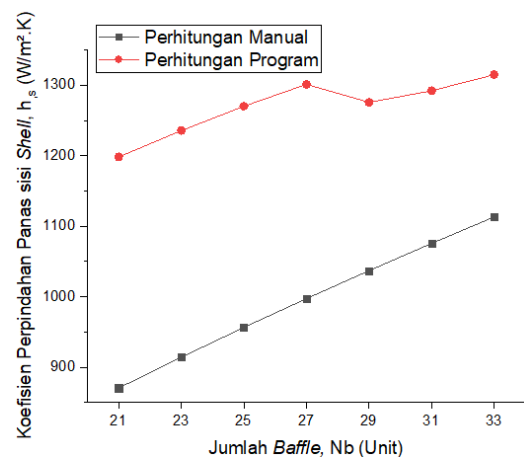
tekanan pada sisi *shell*. Laju aliran massa per satuan luas *shell* mengalami kenaikan karena penurunan nilai luas penampang pada *shell*. Penurunan nilai luas penampang pada *shell* berbanding terbalik dengan penambahan jumlah baffles yang terlihat pada gambar 4.



Gambar 3 Laju Aliran Massa Per Satuan Luas Terhadap Penurunan Tekanan Shell



Gambar 4 Laju Aliran Massa Per Satuan Luas Terhadap Luas Penampang Shell

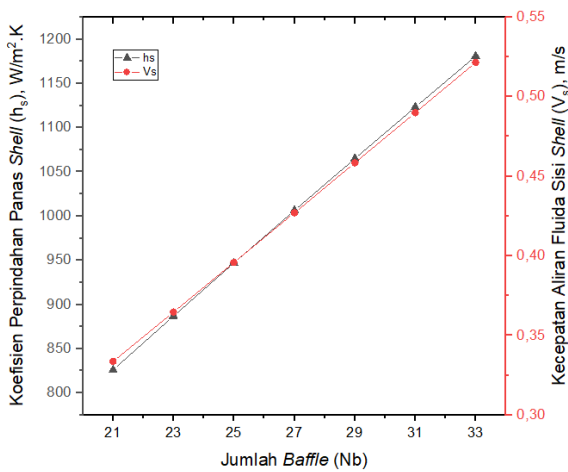


Gambar 5 Koefisien Perpindahan Panas Shell

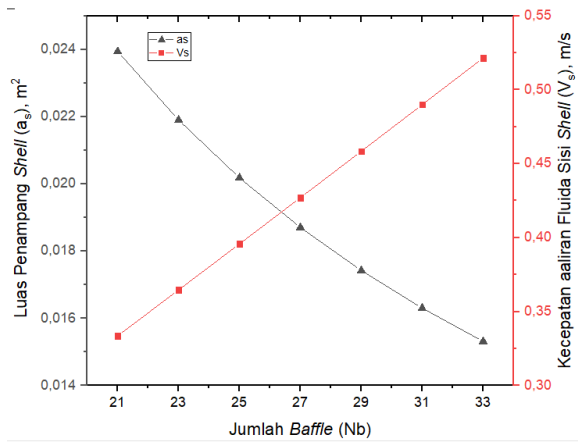
Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada penukar kalor dapat dilihat pada gambar 7. Nilai hasil

perhitungan manual dan nilai hasil perhitungan program dari penukar kalor. Pada hasil perhitungan manual koefisien perpindahan panas sisi *shell* pada jumlah *baffle* sebanyak 21 unit sebesar 870,80 W/m².K dan terus meningkat hingga jumlah *baffle* ke 33 unit dengan nilai koefisien perpindahan panas sebesar 1113,29 W/m².K. Sedangkan pada perhitungan program nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell* pada alat penukar kalor sebesar 1209,95 W/m².K dengan jumlah *baffle* 21 unit dan meningkat sampai ke 1351,59 W/m².K dengan jumlah *baffle* 33 unit. Dari kedua metode perhitungan yang dilakukan menunjukkan bahwa nilai koefisien perpindahan panas *shell* sama-sama meningkat. Peningkatan koefisien perpindahan panas sisi *shell* ini terjadi oleh banyaknya *baffle* yang digunakan.

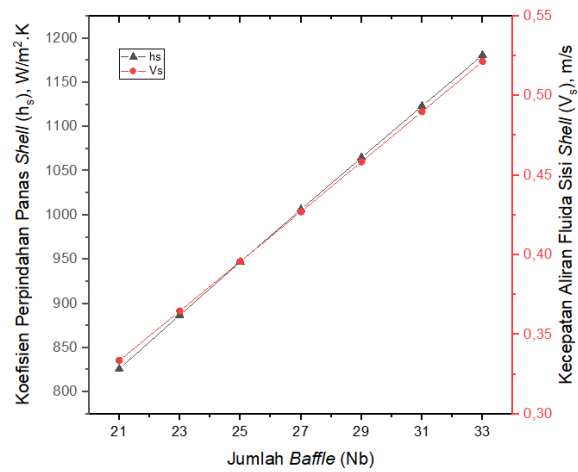
Pada grafik luas penampang *shell* dan koefisien perpindahan panas hasil perhitungan manual pada gambar 6 bahwa luas penampang *shell* mengalami penurunan dari 0,023 m² ke 0,015 m² sedangkan koefisien perpindahan panas mengalami peningkatan dari 870,80 W/m².K ke 1113,29 W/m².K seiring dengan variasi jumlah *baffle* alat penukar kalor. Nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell* dapat meningkat dengan penurunan nilai luas penampang pada *shell*. Luas penampang *shell* juga berpengaruh terhadap kecepatan aliran fluida sisi *shell* yang terlihat pada gambar 7.



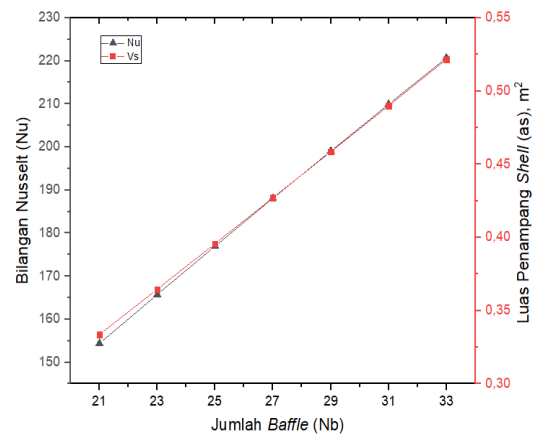
Gambar 6 Luas Penampang *Shell* dan Koefisien Perpindahan Panas



Gambar 7 Luas Penampang dan Kecepatan Aliran Fluida *shell*



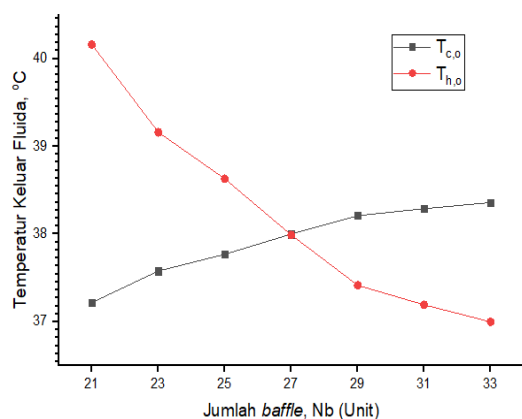
Gambar 8 Koefisien Perpindahan Panas dan Kecepatan Aliran Fluida *Shell*



Gambar 9 Grafik Koefisien Perpindahan Panas dan Kecepatan Aliran Fluida *shell*

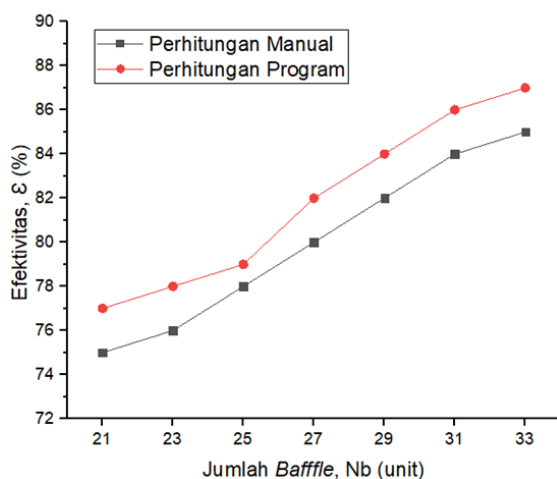
Pada gambar 8 terlihat nilai dari koefisien perpindahan panas dan kecepatan aliran fluida *shell* yang mengalami kenaikan. Kecepatan aliran fluida yang meningkat mengakibatkan bilangan Nusselt ikut meningkat sebagaimana ditunjukkan pada gambar 9. Meningkatnya nilai dari koefisien perpindahan panas

sisi *shell* akibat pengaruh jumlah *baffle* yang di variasikan.



Gambar 10 Temperatur Keluar Fluida dan Jumlah *Baffle*

Pada gambar 10 menunjukkan perbandingan antara variasi jumlah *baffle* dengan temperatur keluar dari fluida panas dan dingin. Saat jumlah *baffle* 21 unit nilai temperatur yang ke luar dari sisi *tube* sebesar 37,22°C pada sisi *shell* sebesar 40,17°C dan hingga variasi *baffle* 33 unit sebesar 38,36°C pada sisi *tube* sedangkan sisi *shell* sebesar 37,00°C. Temperatur fluida panas dan dingin yang ke luar dari kedua sisi mengalami perubahan, di mana pada sisi panas mengalami penurunan dan temperatur fluida dingin mengalami peningkatan nilai temperaturnya yang diakibatkan dari pertukaran kalor yang terjadi dari kedua sisi. Untuk itu, dengan meningkatkan jumlah *baffle* yang digunakan pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* membuat temperatur fluida yang keluar mengalami perubahan lebih besar.



Gambar 11 Efektivitas Penukar Kalor dan Jumlah *Baffle*

Nilai efektivitas merupakan perbandingan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimal dari alat penukar kalor. Pada gambar 11 menunjukkan bahwa nilai efektivitas penukar kalor semakin meningkat seiring dengan bertambahnya

jumlah *baffles* pada alat penukar kalor. Hal ini terlihat pada saat jumlah *baffles* 21 unit nilai efektivitas perhitungan manual sebesar 75% dan terus meningkat hingga variasi jumlah *baffles* maksimum dari penelitian ini yaitu 33 *baffles* dengan nilai efektivitas sebesar 85%. Sedangkan pada perhitungan program sebesar 77% dan terus meningkat hingga variasi jumlah *baffles* maksimum dari penelitian ini yaitu 33 *baffles* dengan nilai efektivitas sebesar 87%. Untuk itu, dengan adanya penambahan jumlah *baffle* pada alat penukar kalor mengakibatkan nilai efektivitas juga akan meningkat karena penambahan jumlah *baffles* menyebabkan nilai koefisien perpindahan panas yang meningkat dan menyebabkan pertukaran panas pada kedua fluida menjadi lebih besar.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis sebelumnya, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil perhitungan manual dan program yang telah dilakukan bahwa nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell* pada *baffles* 21 unit sebesar 870,79 W/m².K dan 1198,19 W/m².K terus meningkat hingga jumlah *baffles* 33 unit sebesar 1113,27 W/m².K dan 1314,76 W/m².K, koefisien perpindahan panas menyeluruh hasil perhitungan manual dan program pada jumlah *baffles* 21 unit didapat sebesar 570,47 W/m².K dan 704,65 W/m².K terus meningkat hingga jumlah *baffles* 33 unit sebesar 665,41 W/m².K dan 743,01 W/m².K, laju perpindahan panas hasil perhitungan manual dan program pada jumlah *baffles* 21 unit didapat sebesar 372685,45 W dan 384600 W terus meningkat hingga jumlah *baffles* 33 unit sebesar 426499,22 W dan 438100 W, penurunan tekanan hasil perhitungan manual dan program pada jumlah *baffles* 21 unit didapat sebesar 2,28 kPa dan 4,51 kPa terus meningkat hingga jumlah *baffles* 33 unit sebesar 8,59 kPa dan 6,65 kPa, lalu nilai efektivitas dari perhitungan manual dan perhitungan program pada jumlah *baffles* 21 unit didapat nilai yang sama yaitu sebesar 75% dan 77% terus meningkat hingga jumlah *baffles* 33 unit sebesar 85 % dan 87% dari masing-masing metode perhitungan. Dari perhitungan manual dan perhitungan program dalam mengukur kinerja dari alat penukar kalor yang telah dilakukan, maka perhitungan program dapat menjadi pilihan karena perhitungan yang lebih rinci dan praktis.
2. Nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell*, koefisien perpindahan panas menyeluruh, laju perpindahan kalor, penurunan tekanan pada sisi *shell* dan efektivitas yang didapatkan dari analisis yang telah dilakukan pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* semakin meningkat seiring dengan bertambahnya jumlah *baffles* pada alat penukar kalor.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. Bizzy and R. Setiadi, "Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI)," *Jurnal Rekayasa Mesin*, vol. 13, no. 1, pp. 67–76, 2013.
- [2] S. M. Jokar, M. R. Rahimpour, and A. Shariati, "Heat exchanger application for environmental problem-reducing in flare systems of an oil refinery and a petrochemical plant: Two case studies," *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 796–810, 2016.
- [3] E. Satvirpal and S. Grewal, "Study the Effect of Single Segmental Baffle cut on Overall Heat Transfer Coefficient in Shell and Tube Heat Exchanger," vol. 3, no. 6, pp. 1–7, 2018.
- [4] I. M. Mara and M. Z. Hidayatulloh, "Analisa perpindahan panas alat penukar kalor tipe shell and tube pada ball mill di PT . Amman Mineral Nusa Tenggara," vol. 6, no. 2, 2016.
- [5] O. Khayal, "Fundamentals of Heat Exchangers," *International Journal of Research in Computer Applications and Robotics*, vol. 6, no. December, pp. 1–11, 2019.
- [6] J. K. Min, J. H. Jeong, M. Y. Ha, and K. S. Kim, "High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines," *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, vol. 46, no. 2, pp. 175–186, 2009.
- [7] P. J. Heggs and P. D. Hills, "The design of heat exchangers fo batch reactors," *Heat exchange engineering*, vol. 4, no. February 2015, pp. 219–235, 1994.
- [8] Çengel, Y. S, "Thermodynamics: An Engineering Approach", *McGraw-Hill*, 2004