



## Numerical Study of Shell-And-Tube Heat Exchanger Characteristics in Laminar Flow with Single Segmental Baffle

Novan Ardhiyanga<sup>1\*</sup>, Teguh Hady Ariwibowo<sup>2</sup>, dan Prima Dewi Permatasari<sup>2</sup>

Program Studi Sistem Pembangkit Energi, Departemen Teknik Mekanika dan Energi,  
Politeknik Elektronika Negeri Surabaya  
Jl. Raya ITS, Sukolilo Surabaya 60111 Indonesia

\*E-mail: novanpuhlimo@gmail.com

### Abstract

Shell-and-tube heat exchangers (STHEs) are one of the most popular heat exchanger due its flexibility to allow wide range pressure and temperature. The shell-side performs very complex flow which result in the difficult of analysis. This paper examines the characteristic of shell-side which obtained by adjusting vary of mass flow rates to gain laminar flow condition. A certain STHE with single segmental baffle used in this analysis that run by the stream analysis method developed by Heat Transfer Research Inc. (HTRI). The result shows that the increase value of mass flow rate will increase the shell-side heat transfer coefficient, pressure drop, and heat exchanger effectiveness. The increase value of mass flow rate from 0.1065 kg/s to 0.1775 kg/s will increase the shell-side heat transfer coefficient about 37.56% where minimum and maximum values are 1557.58 and 2142.76 W/m<sup>2</sup>.K. The shell-side pressure drop also increase from 0.325 kPa to 0.898 kPa or up to 176.31% increase. The heat exchanger effectiveness increase with the lower number of 7.02% from 0.276 to 0.295. From this experiment, it can be inferred that the increase value of mass flow rate in shell-side will be good to the heat exchanger performance, but the increase value of pressure drop must be in consideration too.

**Keywords:** shell-and-tube heat exchangers, laminar flow, shell-side characteristic.

### Pendahuluan

Heat exchanger adalah sebuah alat yang digunakan untuk mentransfer energi panas dari satu fluida ke fluida yang lain pada temperatur yang berbeda. Proses transfer energi terjadi dengan memanfaatkan perpindahan kalor dari fluida bertemperatur tinggi menuju fluida bertemperatur lebih rendah. Aplikasi *heat exchanger* pada dunia industri cukup luas, terutama pada industri kimia, industri pengolahan migas, industri pembangkit listrik, dan bahkan juga digunakan dalam industri pengolahan makanan atau minuman. Komponen yang menerapkan prinsip kerja *heat exchanger* misalnya: *feedwater heater*, kondensor, pendingin minyak, dll. *Heat exchanger* yang paling sering digunakan pada dunia industri adalah tipe *shell-and-tube heat exchanger* (STHE). Komponen utama dari STHE meliputi *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*, dan *nozzle*. STHE memiliki karakteristik yaitu konstruksi yang kuat, fleksibel, serta pemeliharaan dan perawatannya yang mudah.

Perpindahan panas pada STHE dipengaruhi oleh aliran dalam *tube* dan *shell* yang dinyatakan dengan nilai koefisien perpindahan panas. Koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh beberapa faktor meliputi geometri unit, properti aliran, dan nilai *heat loss* yang timbul. Perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi shell membutuhkan analisis yang lebih rumit jika dibandingkan dengan sisi analisis pada sisi *tube* dikarenakan karakteristik aliran dalam *shell* yang kompleks dengan banyak faktor yang berpengaruh (Serth, 2007). Penelitian ini membahas mengenai karakteristik aliran dalam *shell* dengan studi kasus aliran laminar. Karakteristik aliran dalam *shell* akan dianalisis menggunakan simulasi software HTRI (*Heat Transfer Research Inc.*).

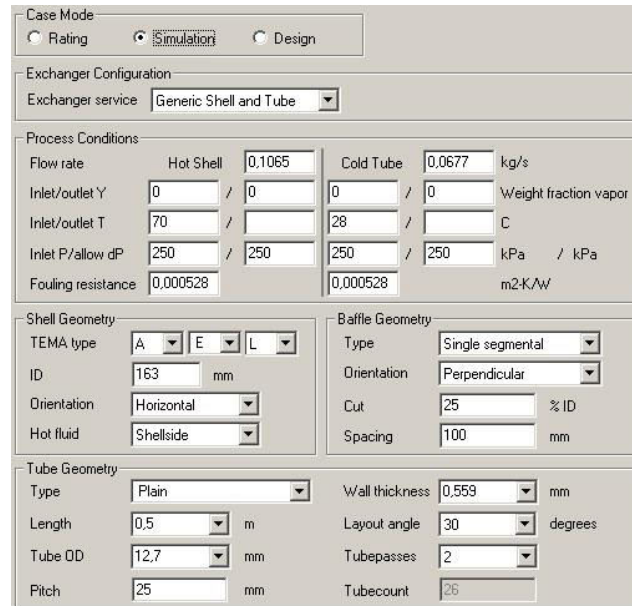
### Metode Penelitian

Sebuah unit STHE dirancang berdasarkan standar tertentu yang akan menentukan geometri, ukuran, proses, dan sistem secara menyeluruh. Salah satu standar perancangan yang populer adalah standar TEMA (*The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.*). TEMA adalah sebuah asosiasi yang bekerja untuk melakukan analisis dan manufaktur unit STHE. Dalam standar TEMA, komponen STHE yaitu *front head*, *shell section*, dan *rear type* masing-masing dinyatakan dalam bentuk kode abjad (Thulukkanam, 2012). STHE yang disimulasikan dalam penelitian menggunakan tipe AEL. Notasi "A" menyatakan tipe *front end* dan *stationary head* berbentuk *channel*



and removable cover. Sementara notasi “E” menyatakan tipe *shell* dengan satu laluan, dan notasi “L” menyatakan tipe *rear end* dan *head* berbentuk *fixed tubesheet*.

Simulasi dijalankan pada *software* HTRI yang menerapkan metode iteratif untuk menghitung berbagai kebocoran aliran yang terdapat dalam *shell* (Serth, 2007). Simulasi dilakukan dengan melakukan input terlebih dahulu terhadap geometridan kondisi aliran masing-masing fluida seperti pada gambar di bawah ini.

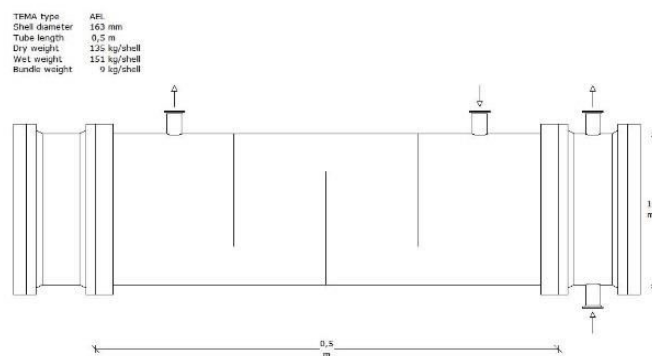


The screenshot shows the HTRI software interface with the following input parameters:

- Case Mode:** Simulation (selected), Rating, Design
- Exchanger Configuration:** Exchanger service: Generic Shell and Tube
- Process Conditions:**
  - Flow rate: Hot Shell: 0,1065; Cold Tube: 0,0677 kg/s
  - Inlet/outlet Y: 0 / 0; 0 / 0 Weight fraction vapor
  - Inlet/outlet T: 70 / ; 28 / C
  - Inlet P/allow dP: 250 / 250; 250 / 250 kPa / kPa
  - Fouling resistance: 0,000528; 0,000528 m<sup>2</sup>·K/W
- Shell Geometry:**
  - TEMA type: A, E, L (selected)
  - ID: 163 mm
  - Orientation: Horizontal
  - Hot fluid: Shellside
- Baffle Geometry:**
  - Type: Single segmental
  - Orientation: Perpendicular
  - Cut: 25 % ID
  - Spacing: 100 mm
- Tube Geometry:**
  - Type: Plain
  - Wall thickness: 0,559 mm
  - Length: 0,5 m
  - Layout angle: 30 degrees
  - Tube OD: 12,7 mm
  - Tubepasses: 2
  - Pitch: 25 mm
  - Tubecount: 25

Gambar 1. Rangkuman Input pada HTRI

Geometri STHE yang digunakan dalam penelitian dihitung sesuai dengan kaidah perancangan secara umum. Diameter dalam *shell* sebesar 163 mm dengan tipe *baffle single segmental* disusun secara horizontal. Nilai *baffle spacing* dan *baffle cut* sebesar 100 mm dan 25%. *Tube* yang digunakan dalam simulasi memiliki diameter luar 12,7 mm, dengan panjang 0,5 m, *tube pitch* sebesar 25 mm, tebal *tube* 0,559 mm, *tube layout* 30°, dan menggunakan dua laluan *tube*.



Gambar 2. Model STHE yang digunakan dalam penelitian

Fluida kerja yang digunakan adalah air dengan fasa tunggal. Temperatur masuk sisi *shell* sebesar 70° C dan temperatur masuk sisi *tube* sebesar 28° C. Variasi dilakukan pada rezim aliran dalam *shell* yang dikondisikan laminer dengan nilai *Reynolds Number* sebesar 600, 700, 800, dan 1000. Nilai *Reynolds Number* tersebut dapat dikondisikan dengan mengatur laju aliran massa dalam *shell* sedemikian rupa. Hasil simulasi akan menampilkan nilai koefisien perpindahan panas, temperatur keluar fluida dan juga model dari STHE yang digunakan seperti pada Gambar 1.

*Reynolds Number* pada aliran pada *shell* dihitung menggunakan diameter ekuivalen dan *flow area* seperti pada persamaan di bawah ini. *Reynolds Number* (*Re*) aliran pada masing-masing fluida dikondisikan laminer atau  $Re \leq 2100$ .

$$a_s = \frac{d_s C' B}{P_T} \quad (1)$$

$$G = \dot{m}/a_s \quad (2)$$

$$Re = D_e G / \mu \quad (3)$$

*Nusselt Number* menyatakan rasio antara nilai perpindahan panas secara konveksi dengan nilai perpindahan panas secara konduksi pada kondisi yang sama. Semakin tinggi *Nusselt Number* berarti proses perpindahan panas akan semakin meningkat. *Nusselt Number* ini sebanding dengan *Reynolds Number* yang dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Nu_s = 0,2Re^{0,6}Pr^{0,33} \quad (4)$$

Efektivitas *heat exchanger*,  $\varepsilon$ , didefinisikan sebagai rasio antara laju perpindahan panas aktual,  $q$ , dengan laju perpindahan panas maksimal ( $q_{max}$ ).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (5)$$

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (6)$$

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon \Delta T_{max} \quad (7)$$

Sementara nilai  $q_{max}$  dipengaruhi oleh kapasitas kalor fluida panas ( $C_h$ ) dan kapasitas kalor fluida dingin ( $C_c$ ). Pada penelitian ini kondisi dari ( $C_h$ ) selalu lebih besar dari ( $C_c$ ), sehingga nilai  $q_{max}$  dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) = C_c \Delta T_{max} \quad (8)$$

Efektivitas STHE tergantung pada kondisi aliran di sisi *shell* maupun sisi tube dengan rentang nilai antara 0 dan 1.

$$\varepsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/2)} \quad (9)$$

Dimana  $\Gamma = NTU(1 + C^{*2})^{1/2}$

$$\coth\left(\frac{\Gamma}{2}\right) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$$

Persamaan di atas berlaku untuk tipe aliran 1-2 *shell-and-tube exchanger* dengan kondisi fluida sisi *shellmixed* dan TEMA E *shell*.

Kapasitas kalor ( $C^*$ ) adalah rasio kapasitas kalor terkecil dengan kapasitas kalor terbesar untuk dua buah aliran fluida, sehingga  $C^* \leq 1$ .

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = \begin{cases} T_{c,o} - T_{c,i} / T_{h,i} - T_{h,o} & \text{untuk } C_h = C_{min} \\ T_{c,o} - T_{c,i} / T_{h,i} - T_{h,o} & \text{untuk } C_c = C_{min} \end{cases} \quad (10)$$

Menurut Shah (2003),  $C^*$  adalah parameter operasi *heat exchanger* karena nilainya bergantung pada laju aliran massa dan/atau temperatur fluida.

*Number of transfer units*, NTU, adalah sebuah bilangan non-dimensional merepresentasikan besar perpindahan panas atau "thermal size" sebuah *heat exchanger*. NTU didefinisikan sebagai rasio konduktansi total dengan kapasitas kalor minimum ( $C_{min}$ ).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (11)$$

Nilai NTU akan mempengaruhi efektivitas sebuah *heat exchanger* dimana saat nilai NTU kecil, maka efektivitas *heat exchanger* rendah, dan apabila NTU meningkat, maka efektivitas *heat exchanger* juga akan meningkat.

## Hasil dan Pembahasan

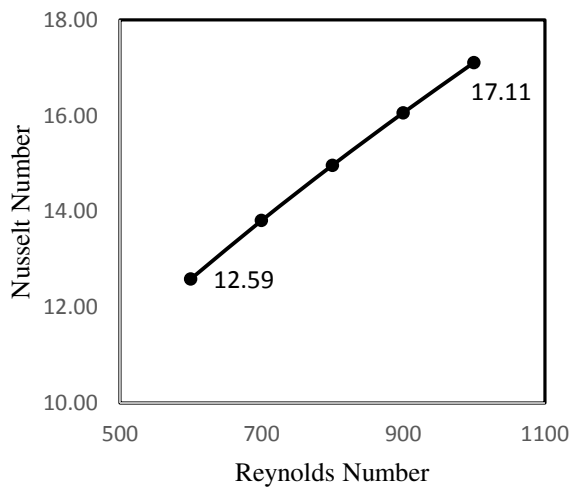
Simulasi dilakukan dengan mengatur laju aliran massa pada *shell* bervariasi seperti pada Tabel 1, sementara laju aliran massa pada sisi *tube* dikondisikan konstan 0,0677 kg/s. Rezim aliran pada sisi *shell* dan *tube* dikondisikan

laminer. Masing-masing aliran diasumsikan memiliki *fouling resistance* sebesar  $0,000528 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ . Hasil simulasi pada *software* HTRI tertera pada tabel di bawah ini.

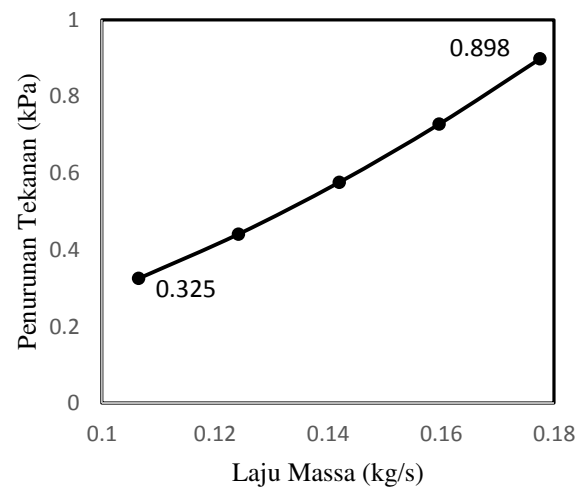
**Tabel 1.**Running HTRI

Laju massa sisi shell (kg/s)	Re shell	T hot out (°C)	dPhot (kPa)	Shell h (W/m <sup>2</sup> .K)	Tube h (W/m <sup>2</sup> .K)	Actual U (W/m <sup>2</sup> .K)
0,1065	600	63,27	0,325	1557,58	374,15	213,59
0,1242	700	64,23	0,441	1716,71	374,23	216,37
0,1420	800	64,96	0,576	1866,83	374,29	218,61
0,1597	900	65,52	0,728	2007,43	374,34	220,43
0,1775	1000	65,97	0,898	2142,76	374,39	221,99

Dari hasil simulasi, temperaturkeluar fluida dingin dan penurunan tekanan pada sisi *tube* bernilai konstan masing-masing  $38,61^\circ \text{C}$  dan  $0,122 \text{ kPa}$ , sementara nilai koefisien perpindahan panasnya mengalami sedikit perubahan.

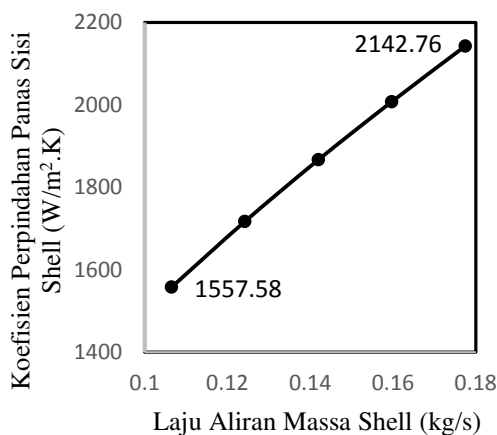


**Gambar 3.** Grafik Hubungan *Reynolds Number* dengan *Nusselt Number*

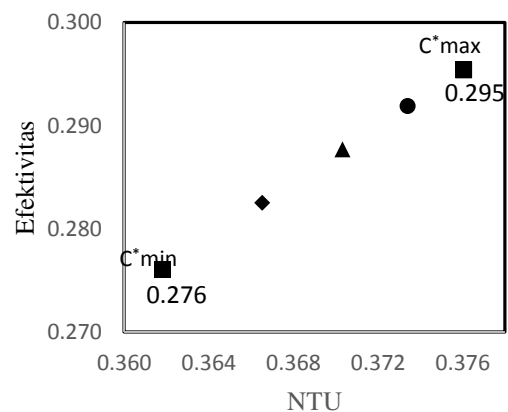


**Gambar 4.** Grafik Hubungan Laju Massa dengan Penurunan Tekanan dalam *Shell*

Gambar 1. menunjukkan hubungan antara *Reynolds Number* dengan *Nusselt Number* pada sisi *shell*. Grafik yang terbentuk adalah linier, dengan persentase kenaikan *Nusselt Number* sebesar  $35,87\%$  saat *Reynolds Number* dinaikkan dari 600 ke 1000 atau naik sebesar  $66,67\%$ . Saat *Reynolds Number* minimal (600), *Nusselt Number* bernilai 12,59; sementara pada *Reynolds Number* maksimal (1000), *Nusselt Number* bernilai 17,11.



**Gambar 5.** Grafik Hubungan Laju Massa dengan Koefisien Perpindahan Panas Sisi *Shell*

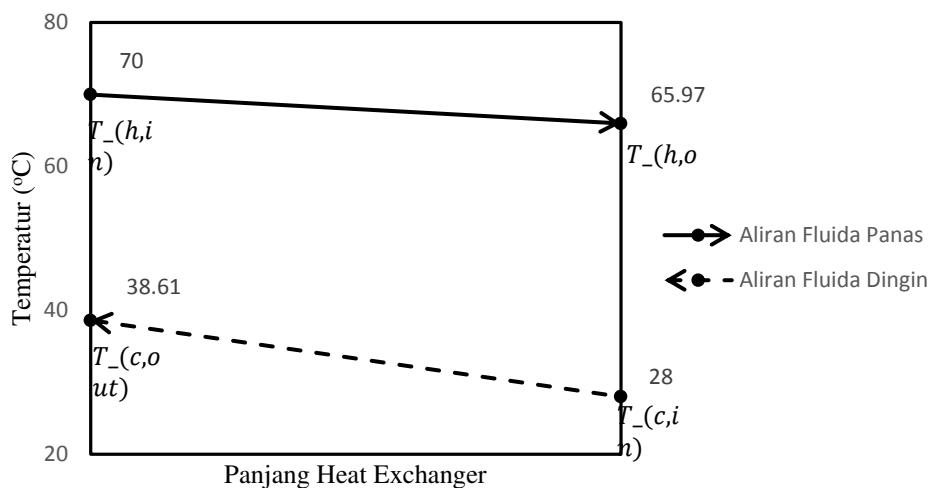


**Gambar 6.** Grafik Hubungan NTU dengan Efektivitas

Gambar 2. Menunjukkan hubungan antara laju aliran massa dengan penurunan tekanan pada sisi shell. Laju aliran massa divariasikan sesuai dengan nilai *Reynolds Number*. Grafik yang terbentuk memiliki *trend* naik, dengan penurunan tekanan minimal sebesar 0,325 kPa saat laju aliran massa shell 0,1065 kg/s, dan bernilai maksimal 0,898 kPa saat laju aliran massa shell 0,1775 kg/s. Penurunan tekanan naik secara signifikan sebesar 176,31 % saat laju aliran massa dinaikkan dari 0,1065 kg/s ke 0,1775 kg/s atau naik sebesar 66,67 %. Peningkatan penurunan tekanan yang terjadi diakibatkan karena gesekan yang meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan aliran fluida.

Pada Gambar 3., grafik yang terbentuk antara laju aliran massa sisi shell dengan koefisien perpindahan panas juga memiliki *trend* naik. Semakin tinggi laju aliran massa shell, maka semakin tinggi nilai koefisien perpindahan panasnya. Kenaikan koefisien perpindahan panas dari nilai minimal (1557,58 W/m<sup>2</sup>.K) ke nilai maksimal (2142,76 W/m<sup>2</sup>.K) sebesar 37,57 %. Peningkatan nilai ini disebabkan karena salah satu variabel yang berpengaruh pada koefisien perpindahan panas adalah kecepatan aliran yang menunjukkan hubungan kesebandingan.

Gambar 4. menunjukkan hubungan antara NTU dengan efektivitas STHE. Efektivitas STHE mengalami peningkatan sebesar 7,02 % dengan nilai minimal 0,276 dan nilai maksimal 0,295. Nilai NTU yang terbentuk saat efektivitas minimal yaitu 0,362 dan saat efektivitas maksimal bernilai 0,376 atau dengan persentase kenaikan sebesar 3,93 %. Efektivitas STHE berbanding terbalik dengan nilai *C\**, dimana saat efektivitas minimal, *C\** bernilai maksimal (0,634) dan efektivitas maksimal didapat saat nilai *C\** minimal (0,380).



**Gambar 7.** Grafik Hubungan Temperatur Masuk dengan Temperatur Keluar Fluida Sisi Shell

Gambar 7 menunjukkan grafik distribusi temperatur di sepanjang aliran shell. Distribusi temperatur fluida panas pada grafik diambil saat laju aliran massa tertinggi (0,1775 kg/s) dengan temperatur masuk dan keluar sebesar 70° C dan 65,97° C atau mengalami penurunan sebesar 4,03° C. Distribusi temperatur fluida dingin pada grafik yaitu pada kondisi laju aliran massa tube 0,0677 kg/s. Penurunan temperatur fluida dingin lebih besar dibandingkan dengan penurunan temperatur fluida panas yaitu sebesar 10,61° C. Kondisi ini disebabkan karena nilai laju massa atau kapasitas kalor berbanding lurus dengan kenaikan temperatur keluar pada setiap sisi. Kapasitas kalor yang besar mengakibatkan fluida sukar untuk menerima atau melepas panas, sehingga fluida panas sisi shell mengalami penurunan temperatur yang kecil.

## Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa:

1. Nusselt Number berbanding lurus dengan Reynolds Number. Saat Reynolds Number dinaikkan dari 600 ke 1000 atau sebesar 66,67 % terjadi kenaikan Nusselt Number dari 12,59 ke 17,11 atau naik sebesar 35,87 %. Kenaikan Nusselt Number dan Reynolds Number juga sebanding dengan laju massa aliran.
2. Peningkatan laju massa aliran pada sisi shell akan menaikkan nilai penurunan tekanan yang terjadi dalamnya. Saat laju massa dinaikkan dari 0,1065 kg/s ke 0,1775 kg/s atau dari Reynolds Number 600 ke 1000, penurunan tekanan aliran dalam shell naik sebesar 176,31 % dari 0,325 kPa ke 0,898 kPa.
3. Koefisien perpindahan panas akan naik seiring dengan kenaikan laju massa fluida. Koefisien perpindahan panas minimal sebesar 1557,78 W/m<sup>2</sup>.K diperoleh saat laju massa minimal dan koefisien perpindahan panas maksimal sebesar 2142,76 W/m<sup>2</sup>.K diperoleh saat laju massa juga maksimal. Kenaikan koefisien perpindahan panas yang terjadi sebesar 37,57 %.



4. Nilai NTU berbanding lurus dengan efektivitas STHE. Peningkatan nilai NTU sebesar 3,93 % atau dari 0,362 ke 0,376 akan meningkatkan efektivitas heat exchanger sebesar 7,02 % yaitu dari 0,276 ke 0,295. Sebaliknya, NTU dan efektivitas akan berbanding terbalik dengan nilai  $C^*$ . Saat efektivitas minimal, maka  $C^*$  bernilai maksimal (0,634) dan saat efektivitas maksimal  $C^*$  bernilai minimal (0,380) atau mengalami penurunan sebesar 40 %.
5. Temperatur keluar STHE dipengaruhi oleh kapasitas kalor masing-masing fluida. Pada kondisi kapasitas kalor fluida panas ( $C_h$ ) lebih besar daripada kapasitas kalor fluida dingin ( $C_c$ ), maka perubahan temperatur fluida panas lebih kecil dibandingkan perubahan temperatur pada fluida dingin. Perubahan temperatur pada fluida panas maksimal sebesar  $6,73^\circ\text{C}$  yang terjadi saat laju massa terendah (0,1065 kg/s) dan perubahan temperatur fluida dingin sebesar  $10,61^\circ\text{C}$  saat laju massa 0,0677 kg/s.

#### Daftar Notasi

$a_s$	= Luas areacrossflow di sepanjang tube bank ( $\text{m}^2$ )	$Nu_s$	= Nusselt Number sisi shell
$A$	= Luas area ( $\text{m}^2$ )	$Pr$	= Prandtl Number
$B$	= Baffle spacing (m)	$q$	= Perpindahan panas (Joule)
$c_p$	= Kalor jenis fluida (J/kg.K)	$q_{max}$	= Perpindahan panas maksimal (Joule)
$C_c$	= Kapasitas kalor fluida dingin (J/K)	$Re$	= Reynolds Number
$C_h$	= Kapasitas kalor fluida panas (J/K)	$T_{c,i}$	= Temperatur masuk fluida dingin ( $^\circ\text{C}$ )
$C_{min}$	= Kapasitas kalor minimal (J/K)	$T_{c,o}$	= Temperatur keluar fluida dingin ( $^\circ\text{C}$ )
$C_{max}$	= Kapasitas kalor maksimal (J/K)	$T_{h,i}$	= Temperatur masuk fluida panas ( $^\circ\text{C}$ )
$C'$	= Clearance antartube (m)	$T_{h,o}$	= Temperatur keluar fluida panas ( $^\circ\text{C}$ )
$C^*$	= $C_{min}/C_{max}$	$U$	= Overall heat transfer coefficient ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$d_s$	= Diameter dalam shell (m)	$\Delta T_{max}$	= Perubahan temperatur maksimal ( $^\circ\text{C}$ )
$D_e$	= Diameter ekuivalen (m)	$\mu$	= Viskositas ( $\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$ )
$G$	= Fraksi massa ( $\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}^2$ )	$\varepsilon$	= Efektivitas
$\dot{m}$	= Laju aliran massa (kg/s)		
$NTU$	= Number of Transfer Unit		

#### Daftar Pustaka

- Shah, K. J. and D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Wiley, Hoboken, NJ, 2003.
- Thulukkanam, K. , *Heat Exchanger Design Handbook*, 2<sup>nd</sup> edn, CRC Press, Boca Raton, 2013.
- R. H. Perry dan D. W. Green, eds, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7<sup>th</sup> edn, McGraw-Hill, New York, 1997.
- J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V, *A Heat Transfer Textbook*, 3<sup>rd</sup> edn, Philogiston Press, Massachusetts, 2008.
- Serth, R. W. , *Process Heat Transfer Principles and Applications*, Academic Press, 1<sup>st</sup> edn, Texas, 2007.
- Lord, R. C., Minton, P. E., and Sulusser, R. P., *Design of Exchangers*, Chem. Eng., January, 96–118 (1970).
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 8<sup>th</sup> ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., Tarrytown, NY, 1999.
- Kern, D. Q. and A. D. Kraus, *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1972.





## Lembar Tanya Jawab

### Moderator: Jarot Raharjo (Pusat Teknologi Material, BPPT)

1. Penanya : Ramli Sitanggang (UPN "Veteran" Yogyakarta)

Pertanyaan : Apakah dasar pemilihan nilai Reynolds?

Jawaban : Pemilihan nilai reynold berdasarkan penelitian pendahuluan yang dilakukan penulis.
2. Penanya : Meytha Sarasvati (UNS Surakarta)

Pertanyaan : Fluida apa yang digunakan? Bahan HE apakah mempengaruhi kinerjanya? Apakah software HTRI yang bisa digunakan?

Jawaban : Fluida = air (untuk hot fluid dan cold fluid), hot fluid 70<sup>0</sup>C, cold fluid 28<sup>0</sup>C. Bahan HE berpengaruh pada efektifitas HE, semakin besar konduktifitas material, transfer panas makin baik. Tube tembaga, shell stainlessstell (yang digunakan di penelitian).HTRI dapat digunakan untuk HE skala industri

