



TUGAS AKHIR - TF 141581

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
*MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT
EXCHANGER* BERDASARKAN *NUMBER OF
TRANSFER UNIT (NTU)***

RIZA RIFALDY ARGAPUTRA
NRP. 2413100091

Dosen Pembimbing
Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - TF141581

***HEAT TRANSFER ANALYSIS ON MULTIPASS
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BASED
ON NUMBER OF TRANSFER UNIT (NTU)***

*RIZA RIFALDY ARGAPUTRA
NRP. 2413100 091*

*Supervisor
Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D.*

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Riza Rifaldy Argaputra
NRP : 2413100091
Departemen/Prodi : Teknik Fisika/S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir saya yang berjudul “Analisis Perpindahan Panas pada *Multipass Shell and Tube Heat Exchanger* Berdasarkan *Number of Transfer Unit (NTU)*” adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab

Surabaya, 5 Juni 2017

Yang Membuat Pernyataan



Riza Rifaldy Argaputra

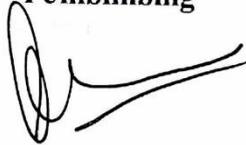
2413100126

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN I
ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER
BERDASARKAN NUMBER OF TRANSFER UNIT
(NTU)
OLEH:

RIZA RIFALDY ARGAPUTRA
NRP. 2413100091

Surabaya, Juni 2017
Mengetahui/Menyetujui,
Pembimbing



Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 19774127 200212 1 002

Ketua Departemen
Teknik Fisika FT-ITS



Agus Muhammad Hafid, S.T., Msi., Ph.D.
NIP. 19780902 200312 1 002

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN II

ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BERDASARKAN NUMBER OF TRANSFER UNIT (NTU)

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

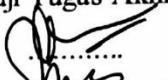
RIZA RIFALDY ARGAPUTRA
NRP. 2413 100 091

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Gunawan Nugroho, Ph.D.

2. Harsono Hadi, Ph.D.

3. Nur Laila Hamidah, M.Sc.

 (Pembimbing)
 (Ketua Penguji)
 (Penguji 1)

SURABAYA
JUNI, 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER
BERDASARKAN NUMBER OF TRANSFER UNIT
(NTU)**

Nama Mahasiswa : Riza Rifaldy Argaputra
NRP : 2413 100 091
Jurusan : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D

Abstrak

Heat exchanger memiliki peran penting untuk jalannya sebuah *plant*. Analisis yang memungkinkan mengetahui kinerja *heat exchanger* tanpa harus mengetahui temperature keluaran dari fluida adalah dengan menggunakan Number of Transfer Unit (NTU). Perpindahan panas dapat direpresentasikan dalam kesetaraan NTU yang dibutuhkan (*required*) dengan NTU tersedia (*available*) untuk *multipass shell and tube heat exchanger*. $NTU_{available}$ merepresentasikan karakteristik dari *heat exchanger* dan $NTU_{required}$ hanya berhubungan pada kondisi *heat exchanger* pada *battery limit*. Hasil dapat diaplikasikan pada perpindahan panas secara konveksi antara dua aliran baik cairan maupun gas tanpa adanya perubahan fase. Diasumsikan aliran konstan dan uniform, *properties* dari koefisien aliran dan perpindahan panas tetap atau dirata-rata dan tidak ada panas yang hilang. Pada kondisi tersebut dapat ditemukan persamaan yang eksak. Pengaruh NTU yang direpresentasikan sebagai NTUA terhadap temperatur keluaran dari fluida panas yaitu semakin besar NTUA maka semakin kecil temperatur keluaran pada fluida panas, sedangkan pengaruh NTUA terhadap temperatur keluaran fluida dingin yaitu semakin besar NTUA maka semakin besar temperatur keluaran pada fluida dingin. Temperatur keluaran juga merupakan fungsi dari r , semakin besar r maka semakin besar temperatur keluaran dari fluida panas dan dingin. Pengaruh NTUA terhadap efektifitas *heat*

exchanger yaitu semakin besar NTUA maka semakin besar efektifitas *heat exchanger*. Efektifitas juga merupakan fungsi dari r , semakin besar r maka semakin kecil efektifitas. Pengaruh NTUA terhadap LMTD *correction factor* (F) yaitu semakin besar NTUA maka semakin kecil nilai F. Selain itu LMTD *correction factor* juga merupakan fungsi r dan P , semakin besar nilai r maka semakin besar nilai F dan sebaliknya semakin besar nilai P maka semakin kecil nilai F.

Kata kunci: *heat exchanger*, NTUA, temperatur keluaran, efektifitas, LMTD *correction factor*

HEAT TRANSFER ANALYSIS ON MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BASED ON NUMBER OF TRANSFER UNIT (NTU)

Name : Riza Rifaldy Argaputra

NRP : 2413 100 091

Department : Department of Engineering Physics

Supervisor I : Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D

Abstract

Heat exchanger has an important role for the operation of a plant. Analysis that enable to evaluate performance of heat exchanger without knowing fluid outlet temperature is using Number of Transfer Unit (NTU). Heat transfer can be represented with an equality of NTU required and NTU available. Where $NTU_{available}$ represent characteristic of heat exchanger and $NTU_{required}$ represent heat exchanger condition at battery limit. Result can be applied for heat transfer convection between two fluid or gas stream without phase changing. Where assumed that flow are constan and uniform, properties from flow coefficient and heat transfer constant or averaged and no heat loss. At that condition, exact equation can be derived. Effect of NTU that represented as NTUA to hot fluid output temperature is higher NTUA then smaller hot fluid output temperature, while effect of NTUA to cold fluid output temperature is higher NTUA then higher cold fluid output temperature. Output temperature also the function of r , where higher r then higher hot and cold fluid output temperature. Effect of NTUA to heat exchanger effectivity is higher NTUA then higher heat exchanger effectivity. Effectivity also function of r , where higher r then smaller heat exchanger effectivity. Effect of NTUA to LMTD correction factor (F) is higher NTUA then smaller F. Besides F is also the function of r and P where higher r then higher F and meanwhile higher P then smaller F.

Keyword: heat exchanger, NTUA, output temperature, effectivity, LMTD correction factor

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah S.W.T, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir ini. Tidak lupa juga penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada keluarga dan para sahabat. Oleh karena dukungan mereka, penulis mampu menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

**“ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA
MULTIPASS SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER
BERDASARKAN NUMBER OF TRANSFER UNIT
(NTU)”**

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan semangat dan ide-ide baru.
2. Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D. selaku ketua departemen Teknik Fisika ITS.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di jurusan Teknik Fisika - ITS.
4. Orang tua yang selalu memberikan dukungan moral maupun finansial.
5. Member KSELAKONE TF yang telah memberi dukungan dan menemani penulis.
6. Teman-teman TAWAN Energi yang telah menemani disetiap kondisi dan memberi motivasi.
7. Teman-teman HMKC yang telah menemani sejak tahun pertama.
8. Teman-teman Teknik Fisika angkatan 2013 yang menemani dan memberi dukungan.
9. Teman-teman IPA 1 SMAN 3 Madiun lulusan 2013 yang memberi hiburan.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya, 28 Desember 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME Error! Bookmark not defined.	
LEMBAR PENGESAHAN I	Error! Bookmark not defined.
LEMBAR PENGESAHAN II	Error! Bookmark not defined.
Abstrak	xi
Abstract	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR SIMBOL	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Tujuan	3
1.4. Lingkup Kerja	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Heat Exchanger.....	5
2.2. Shell and Tube Heat Exchanger.....	5
2.3. Persamaan Steady State pada Heat Exchanger	7
2.4. Metode Analisis Heat Exchanger Efektifitas-NTU.....	9
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	13
3.1. Persamaan Diferensial Perpindahan Panas.....	13
3.2. Number of Transfer Unit (NTU) required dan available ..	16
3.3. NTU Required pada Aliran Parallel Flow	19
3.4. NTU Required pada 1-2 Pass Shell and Tube Heat Exchanger.....	22
3.5. LMTD Correction Factor (F) untuk 1-2 Pass Shell and Tube Heat Exchanger	24
3.6. Temperatur Keluaran Pada 1-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger.....	25
3.7. Temperatur Keluaran Pada 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger.....	26
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN	29

4.1 Profil Temperatur Keluaran pada Multipass Shell and Tube Heat Exchanger.....	29
4.2 Pengaruh NTUA Terhadap Efektifitas	34
4.3 Profil LMTD Correction Factor (F) pada Multipass Shell and Tube Heat Exchanger.....	37
BAB V PENUTUP	43
5.1 Kesimpulan	43
5.2 Saran.....	43
DAFTAR PUSTAKA	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Shell and Tube Heat Exchanger.....	5
Gambar 2.2. Heat Exchanger tipe (a) Parallel Flow (b) Counterflow (c) Crossflow	6
Gambar 2.3. Shell and tube heat exchanger dengan satu shell pass dan satu tube pass.	6
Gambar 2.4. Shell and tube heat exchanger dengan (a) satu shell pass dan dua tube pass. (b) dua shell pass dan empat tube pass.....	7
Gambar 2.5. Grafik efektifitas heat exchanger parallel flow (Incropera, 2011)	12
Gambar 3.1. Diagram alir penelitian	13
Gambar 3.2. Model perpindahan panas crossflow	14
Gambar 3.3. Deskripsi grafik perpindahan panas pada counterflow	17
Gambar 3.4. Deskripsi grafik perpindahan panas pada parallel flow	20
Gambar 3.5. Shell and Tube Heat Exchanger.....	22
Gambar 3.6. Model Shell and Tube Heat Exchanger.....	22
Gambar 3.7. Konfigurasi 1-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger	25
Gambar 3.8. Konfigurasi 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger	26
Gambar 4.1. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE.....	29
Gambar 4.2. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 1-4 Pass HE.....	30
Gambar 4.3. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE.....	30
Gambar 4.4. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Dingin Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE.....	33
Gambar 4.5. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Dingin Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE.....	33

Gambar 4.6. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE	35
Gambar 4.7. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 1-4 Pass HE	36
Gambar 4.8. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE	36
Gambar 4.9. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 1-2 Pass HE.....	38
Gambar 4.10. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 1-4 Pass HE.....	39
Gambar 4.11. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 2-4 Pass HE.....	39
Gambar 4.12. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE.....	40
Gambar 4.13. Skema Heat Exchanger pada Penelitian Bowman	41

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Penjelasan
A	Luasan <i>Heat Exchanger</i>
A_{cf}	Kapasitas panas fluida dingin
A_{pf}	Kapasitas panas fluida panas
C_c	Kapasitas panas fluida dingin
C_h	Kapasitas panas fluida panas
c_{pc}	Koefisien perpindahan panas fluida dingin
c_{ph}	Massa dari fluida yang mengalir
F	LMTD <i>correction factor</i>
m_c	Laju aliran massa fluida dingin
m_h	Laju aliran massa fluida panas
\dot{m}_c	Laju aliran massa per unit area fluida dingin
\dot{m}_h	Laju aliran massa per unit area fluida panas
NTUA	<i>Number of Transfer Unit Available</i>
NTUR	<i>Number of Transfer Unit Required</i>
P	Efektifitas Termal
Q	Laju perpindahan panas
T_c	Temperatur fluida dingin
T_{ci}	Temperatur masukan fluida dingin
T_{co}	Temperatur keluaran fluida dingin
$T_{c\ cf}$	Temperatur fluida dingin pada aliran <i>counterflow</i>
$T_{c\ pf}$	Temperatur fluida dingin pada aliran <i>parallel flow</i>
$T_{c\ loc}$	Temperatur lokal fluida dingin
T_h	Temperatur fluida panas
T_{hi}	Temperatur masukan fluida panas
T_{ho}	Temperatur keluaran fluida panas
$T_{h\ cf}$	Temperatur fluida panas pada aliran <i>counterflow</i>

$T_{h\ pf}$	Temperatur fluida panas pada aliran <i>parallel flow</i>
$T_{h\ loc}$	Temperatur lokal fluida panas
U_a	<i>Volumetric overall heat transfer coefficient</i>
U	<i>Overall heat transfer coefficient</i>
U_{cf}	<i>Overall heat transfer coefficient aliran counterflow</i>
U_{pf}	<i>Overall heat transfer coefficient aliran parallel flow</i>
x	Dimensi sumbu x
y	Dimensi sumbu y
z	Dimensi sumbu z
Δx	Panjang sumbu x pada elemen
Δy	Panjang sumbu y pada elemen
ε	Efektifitas

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Heat exchanger adalah sebuah peralatan yang dapat memfasilitasi pertukaran panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dengan menjaga dua fluida agar tidak bercampur (Cengel, 2004). *Heat exchanger* umumnya digunakan pada berbagai aplikasi, mulai dari memanaskan, mendinginkan ruangan dan *air-conditioning* hingga pada proses kimia pada *plant* besar. Pertukaran panas pada *heat exchanger* umumnya melibatkan konveksi pada setiap fluida dan konduksi pada dinding yang memisahkan dua fluida. *Heat exchanger* yang sering dipakai umumnya memakai jenis *shell and tube heat exchanger*, jenis ini umumnya memakai *tube* untuk mengalirkan fluida panas dan *shell* untuk mengalirkan fluida dingin.

Heat exchanger memiliki peran penting untuk jalannya sebuah *plant* namun pada *heat exchanger* selalu terjadi kehilangan energi yang berupa panas. Hilangnya energi pada saat perpindahan panas terjadi relatif besar, maka dari itu kinerja sebuah *heat exchanger* harus diketahui untuk mengetahui efektifitas dari *heat exchanger* tersebut.

Untuk mengetahui kinerja dari sebuah *heat exchanger*, telah ada beberapa metode yang dapat digunakan untuk menemukan kinerja *heat exchanger*, diantaranya adalah dengan analisis *Log Mean Temperature Difference* (LMTD). Analisis menggunakan LMTD dapat dilakukan dengan mengetahui temperatur masuk dan keluar dari masing masing fluida panas dan dingin. Analisis LMTD tidak dapat dilakukan apabila temperatur keluaran tidak diketahui (Incropera, 2011). Analisis yang memungkinkan mengetahui kinerja *heat exchanger* tanpa harus mengetahui temperature keluaran dari fluida adalah dengan menggunakan *Number of Transfer Unit* (NTU). Sebelumnya telah ada beberapa penelitian yang membahas tentang solusi analitik untuk mengetahui performa dari *heat exchanger*. Diantaranya dibahas mengenai solusi matematik untuk *heat exchanger* dengan kecepatan bervariasi

waktu (Chen, 2013). Penelitian lain menemukan solusi analitik untuk *heat exchanger counterflow* dengan menggunakan *whittaker function* yang digunakan untuk menemukan *eigen value* dari ekspresi analitik (Vera, 2010) (Vera, 2010). Namun penelitian-penelitian yang telah disebutkan menghasilkan persamaan yang cukup kompleks apabila diaplikasikan pada suatu industri. Pada penelitian lain dibahas metode untuk mengetahui performa dari *heat exchanger* dengan menggunakan efektifitas-NTU (Narayanan, 1998) (Aminuddin, 2016). Kedua penelitian tersebut masih menggunakan efektifitas sebagai hubungan dengan NTU. Pada tugas akhir ini tidak diperlukan efektifitas untuk mengetahui performa dari *heat exchanger*.

Perpindahan panas dapat direpresentasikan dalam kesetaraan NTU yang dibutuhkan (*required*) dengan NTU tersedia (*available*) untuk *multipass shell and tube heat exchanger*. Hal tersebut diadaptasi dari penelitian tentang analisis perpindahan massa dengan metode *transfer unit* (Bradley, 2007). $NTU_{available}$ merepresentasikan karakteristik dari *heat exchanger* dan $NTU_{required}$ hanya berhubungan pada kondisi *heat exchanger* pada *battery limit* (Bradley, 2010). Dalam analisis dapat ditemukan solusi analitik untuk *correction factor* F dan efektifitas berbasis *transfer unit*.

Perbedaan analisis pada tugas akhir ini dengan analisis kinerja *heat exchanger* tradisional adalah tidak digunakannya hubungan efektifitas dengan NTU melainkan menggunakan kesetaraan NTUA dan NTUR untuk *multipass shell and tube heat exchanger*. Pemilihan *shell and tube heat exchanger* didasarkan pada keunggulannya yang dapat beroperasi pada temperatur dan tekanan yang tinggi. Penggunaan *pass* pada *heat exchanger* dianggap menguntungkan karena menambah waktu dan luasan terjadinya perpindahan panas. Persamaan dari kesetaraan *transfer unit available* dengan *required* dapat ditemukan untuk *multipass shell and tube heat exchanger* yang memungkinkan untuk dilakukannya *sizing* atau *rating analysis* dengan menggunakan satu persamaan.

Karena hal tersebut, tidak perlu menggunakan *correction factor F* dan efektifitas dalam melakukan *sizing* atau *rating analysis*.

Lingkup dan tujuan dari tugas akhir ini adalah menemukan sebuah analisis teoritis yang rasional yang dapat diaplikasikan untuk kebutuhan *sizing*, sehingga validasi, eksperimen dan lainnya tidak dimasukkan dalam lingkup kerja dan memungkinkan untuk dilakukan pada penelitian lain.

Hasil dari tugas akhir dapat diaplikasikan pada perpindahan panas secara konveksi antara dua aliran baik cairan maupun gas tanpa adanya perubahan fase. Diasumsikan aliran konstan dan uniform, *properties* dari koefisien alian dan perpindahan panas tetap atau dirata-rata dan tidak ada panas yang hilang. Pada kondisi tersebut dapat ditemukan persamaan yang eksak.

Untuk mengembangkan analisis pada heat exchanger, area perpindahan panas diasumsikan terdistribusi secara merata pada volume aktif dan digunakan koefisien perpindahan panas volumetrik. Sehingga analisis ini cocok untuk area perpindahan panas yang terdistribusi dengan baik.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan yang diambil dalam tugas akhir ini yaitu:

- Bagaimana persamaan Number of Transfer Unit (NTU) pada *multipass shell and tube heat exchanger* ?
- Bagaimana pengaruh NTU terhadap temperatur keluaran pada *multipass shell and tube heat exchanger* ?
- Bagaimana profil LMTD *correction factor* pada *multipass shell and tube heat exchanger* ?

1.3 Tujuan

Tujuan dilakukan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- Mengetahui persamaan Number of Transfer Unit (NTU) pada *multipass shell and tube heat exchanger*.

- Mengetahui pengaruh NTU terhadap temperatur keluaran pada *multipass shell and tube heat exchanger*
- Mengetahui profil LMTD *correction factor* pada *multipass shell and tube heat exchanger*

1.4 Lingkup Kerja

Adapun lingkup kerja yang diangkat adalah sebagai berikut :

Heat exchanger yang dianalisis adalah *multipass shell and tube heat exchanger* dengan kondisi *steady state*, aliran konstan dan uniform, perpindahan panas tetap atau dirata-rata dan tidak ada panas yang hilang.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger adalah sebuah peralatan yang dapat memfasilitasi pertukaran panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dengan menjaga dua fluida agar tidak bercampur (Cengel, 2004). *Heat exchanger* umumnya digunakan pada berbagai aplikasi, mulai dari memanaskan, mendinginkan ruangan dan air-conditioning hingga pada proses kimia pada *plant* besar. Pertukaran panas pada *heat exchanger* umumnya melibatkan konveksi pada setiap fluida dan konduksi pada dinding yang memisahkan dua fluida.

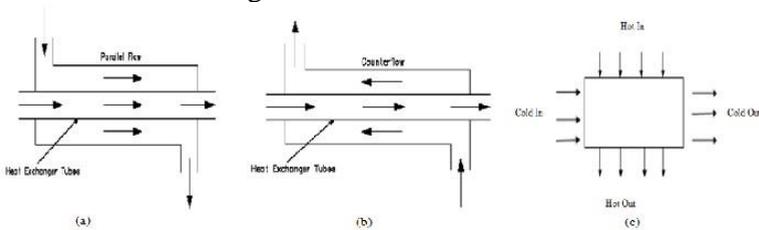


Gambar 2.1 *Shell and Tube Heat Exchanger*

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger*

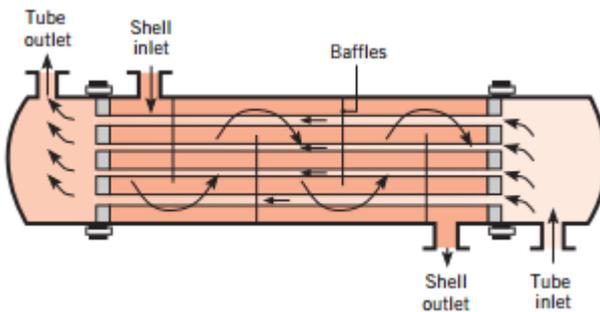
Jenis *Heat exchanger* yang paling sederhana dan paling umum digunakan adalah *heat exchanger* jenis *shell and tube* karena *shell and tube heat exchanger* dapat digunakan pada kondisi tekanan tinggi dan temperatur yang tinggi terutama pada proses industri. *Heat exchanger* tipe *shell and tube* terdiri dari dua pipa konsentrik yang memiliki diameter berbeda. Tipe *heat exchanger* ini menggunakan *tube* untuk mengalirkan fluida panas dan *shell* untuk mengalirkan fluida dingin. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa *tube* tersebut berada sejajar

dengan sumbu *shell*. Pada heat exchanger tipe shell and tube terdapat beberapa konfigurasi sesuai dengan pengaplikasian aliran fluida. Apabila aliran fluida pada tube dan shell berlawanan arah disebut dengan counterflow, apabila aliran fluida pada tube dan shell searah disebut dengan parallel flow dan apabila aliran fluida pada tube dan shell tegak lurus disebut crossflow.

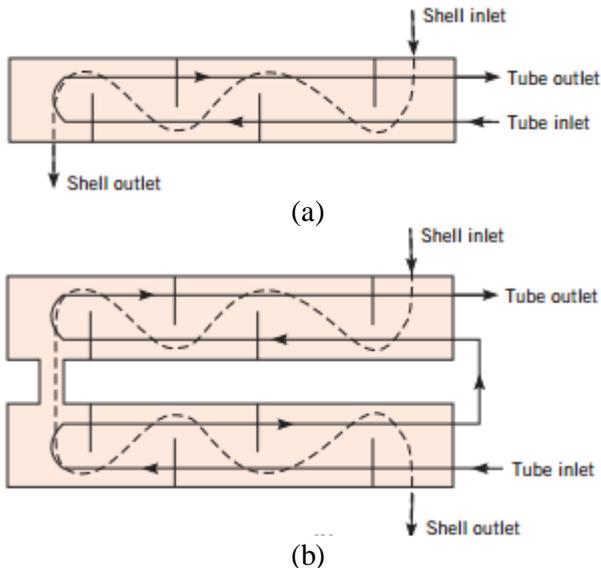


Gambar 2.2. Heat Exchanger tipe (a) Parallel Flow (b) Counterflow (c) Crossflow

Shell and tube heat exchanger dispesifikasikan menurut jumlah dari pass pada shell dan tube. Jenis yang paling sederhana adalah tube pass dan shell pass tunggal seperti pada Gambar 2.3. Sedangkan jenis yang lebih kompleks diantaranya heat exchanger dengan satu shell pass dan dua tube pass yang biasa disebut 1-2 pass dan heat exchanger dengan 2 shell pass dan 4 tube pass yang biasa disebut 2-4 pass yang dapat dilihat pada Gambar 2.4 (a) dan (b).



Gambar 2.3. Shell and tube heat exchanger dengan satu shell pass dan satu tube pass.



Gambar 2.4. *Shell and tube heat exchanger* dengan (a) satu *shell pass* dan dua *tube pass*. (b) dua *shell pass* dan empat *tube pass*.

2.3 Persamaan *Steady State* pada *Heat Exchanger*

Dalam melakukan analisis untuk suatu heat exchanger harus dipenuhi hukum pertama termodinamika. Hukum pertama termodinamika menyatakan bahwa apabila terdapat perpindahan panas pada dua fluida maka besarnya perpindahan panas yang terjadi pada kedua fluida tersebut sama (Thulukkanam, 2000)

$$Q_h = Q_c \quad (2.1)$$

dimana,

Q_h = Panas yang dipindahkan oleh fluida panas (J)

Q_c = Panas yang diserap oleh fluida dingin (J)

Dengan besaran panas dapat dirumuskan sebagai berikut

$$Q = m c_p (T_i - T_o) \quad (2.2)$$

dimana,

- Q = laju perpindahan panas (J)
- m = massa fluida (kg)
- c_p = kalor jenis dari fluida (J/Kg.K)
- T_i = temperature inlet fluida (K)
- T_o = temperature outlet fluida (K)

Dengan mensubstitusikan Persamaan (2.2) ke Persamaan (2.1) maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi untuk heat exchanger dengan dua fluida (Thulukkanam, 2000).

$$Q = M_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = M_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.3)$$

dimana,

- m_h = massa fluida panas (kg)
- $c_{p,h}$ = kalor jenis fluida panas (J/kg.K)
- $T_{h,i}$ = temperature inlet fluida panas (K)
- $T_{h,o}$ = temperatur outlet fluida panas (K)
- m_c = massa fluida dingin (kg)
- $c_{p,c}$ = kalor jenis fluida dingin (J/kg.K)
- $T_{c,i}$ = temperature inlet fluida dingin (K)
- $T_{c,o}$ = temperature outlet fluida dingin (K)

Laju perpindahan panas pada heat exchanger juga dapat dihitung menggunakan *overall heat transfer coefficient* (U). Persamaan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* yang berlangsung antara sisi *tube* dan *shell* (Thulukkanam, 2000) adalah sebagai berikut

$$Q = U A T_m \quad (2.4)$$

dimana,

- U = *overall heat transfer coefficient* (J/s.m².K)
- A = *overall heat transfer area* (m²)

$T_m = \log \text{ mean temperature difference (K)}$

2.4 Metode Analisis *Heat Exchanger* Efektifitas-NTU

Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) adalah metode yang sangat mudah digunakan untuk menemukan kinerja dari *heat exchanger* apabila temperatur masukan dan keluaran pada fluida panas maupun fluida dingin diketahui atau dapat ditemukan dari persamaan kesetimbangan energi. Apabila pada suatu *heat exchanger*, temperatur keluaran tidak diketahui maka akan sulit menemukan kinerja *heat exchanger* dengan metode LMTD karena membutuhkan iterasi berulang-ulang dan hal tersebut tidak praktis. Untuk menghilangkan iterasi untuk kasus tersebut dibuatlah suatu metode analisis *heat exchanger* yang disebut dengan metode efektifitas-NTU (Incropera, 2011).

2.4.1 Definisi

Metode efektifitas-NTU didasarkan pada parameter yang tidak memiliki dimensi yaitu efektifitas perpindahan panas ε yang dirumuskan sebagai

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{laju perpindahan panas aktual}}{\text{laju perpindahan panas maksimum}} \quad (2.5)$$

Laju perpindahan panas aktual ada *heat exchanger* dapat ditentukan dari persamaan kesetimbangan energi dari fluida panas dan fluida dingin yang diekspresikan sebagai berikut

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.6)$$

Laju perpindahan panas maksimum pada suatu *heat exchanger* dapat dicapai apabila fluida dingin dipanaskan hingga mencapai temperatur masukan fluida panas atau fluida panas didinginkan hingga mencapai temperatur masukan fluida dingin. Dengan dua kondisi diatas, laju perpindahan panas maksimum dapat dicapai apabila kapasitas panas dari dua fluida identik $C_c = C_h$ apabila kapasitas panas tidak identik maka fluida dengan kapasitas panas yang lebih kecil akan mengalami perpindahan panas terbesar (Cengel, 2004).

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.7)$$

Sehingga persamaan efektifitas dapat dituliskan sebagai berikut

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.8)$$

Atau

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.9)$$

Dengan definisi bahwa efektifitas adalah besaran yang tidak memiliki dimensi maka efektifitas harus dalam range $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Persamaan (2.8) dan (2.9) sangat berguna karena apabila ε , $T_{h,in}$ dan $T_{c,in}$ diketahui maka laju perpindahan panas aktual dapat diketahui.

Untuk setiap *heat exchanger* dapat diketahui bahwa

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.10)$$

Dengan mengetahui bahwa C_{\min}/C_{\max} sama dengan C_c/C_h atau C_h/C_c bergantung nilai mana yang lebih besar antara C_c dan C_h . *Number of Transfer Unit* (NTU) adalah besaran tak berdimensi yang umum digunakan untuk analisis *heat exchanger* dan didefinisikan sebagai

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.11)$$

2.4.2 Hubungan Efektifitas -NTU

Untuk menentukan bentuk spesifik dari hubungan efektifitas dan NTU, dari Persamaan (2.10) dengan mempertimbangkan *heat exchanger parallel flow* dengan $C_{\min} = C_h$ maka dari Persamaan (9.4) didapatkan

$$\varepsilon = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.12)$$

Efektifitas merupakan fungsi dari rasio kapasitas panas dari fluida dingin dan fluida panas. Adapun rasio tersebut ditunjukkan pada Persamaan berikut

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (2.13)$$

Berdasarkan metode LMTD didapatkan persamaan sebagai berikut

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{h,i}}\right) = -\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.14)$$

Sesuai dengan Persamaan (9.7) maka persamaan menjadi

$$\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{h,i}}\right) = \exp\left[-NTU\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right] \quad (2.15)$$

Dengan mengatur ulang ruas kiri pada Persamaan (2.15) dihasilkan

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{h,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} + T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.16)$$

Dengan mensubstitusi $T_{c,o}$ sesuai Persamaan (2.13) didapatkan persamaan

$$\begin{aligned} &\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{h,i}} \\ &= \frac{(T_{h,o} - T_{h,i}) + (T_{h,i} - T_{c,i}) - (C_{min}/C_{max})(T_{h,i} - T_{h,o})}{T_{h,i} - T_{h,i}} \end{aligned} \quad (2.17)$$

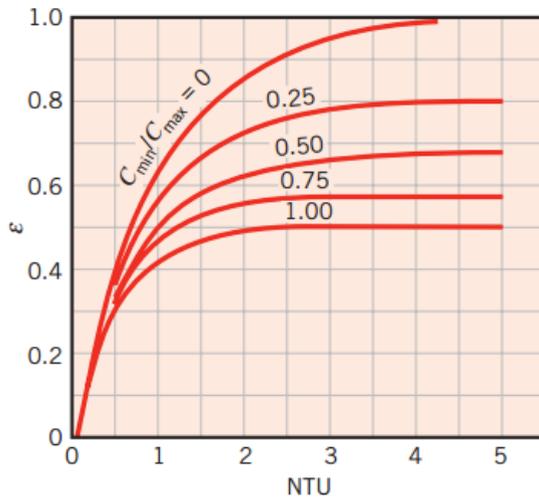
Persamaan 2.17 dapat disederhanakan menjadi

$$\begin{aligned} \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) &= -\varepsilon + 1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\varepsilon \\ &= 1 - \varepsilon\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

Efektifitas pada *heat exchanger* selalu melibatkan kelompok besaran yang tidak memiliki dimensi yaitu UA/C_{min} dimana nilai ini disebut dengan *number of transfer unit* (NTU). Hubungan tersebut dirumuskan sebagai

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (2.19)$$

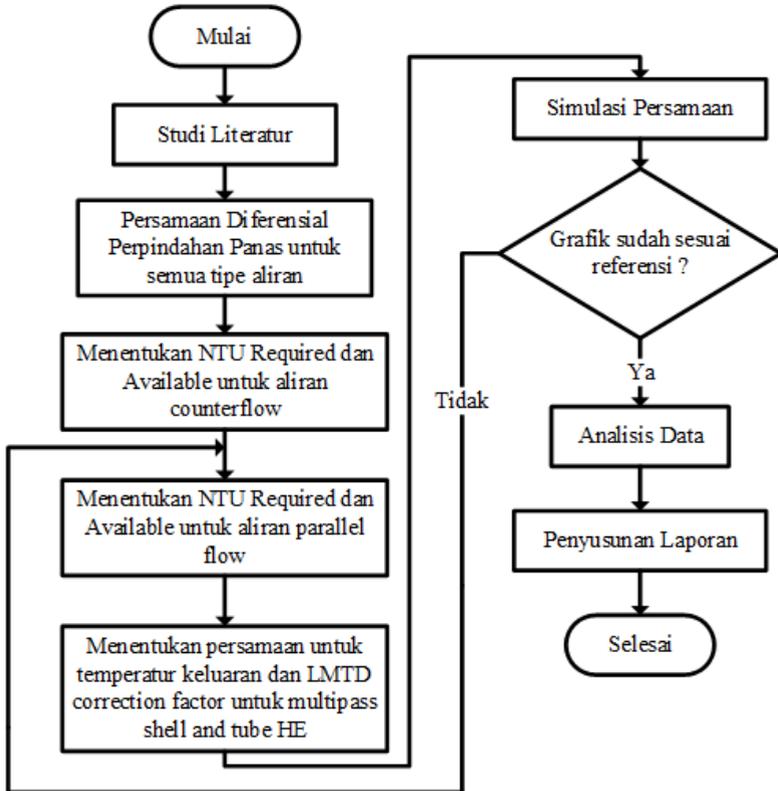
Karena hasil yang sama akan didapatkan apabila $C_{min} = C_c$, Persamaan (2.19) dapat diaplikasikan pada semua *heat exchanger* tipe *parallel flow* untuk kapasitas minimum adalah fluida panas atau fluida dingin. Untuk mengetahui hubungan antara efektifitas, NTU dan rasio kapasitas panas dibuatlah grafik seperti berikut.



Gambar 2.5. Grafik efektifitas *heat exchanger* parallel flow (Incropera, 2011)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

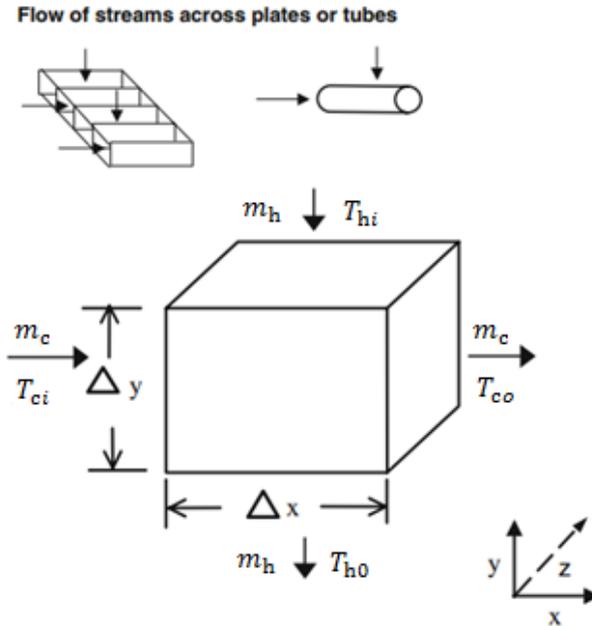
Diagram alir dari penelitian ini ditunjukkan pada Gambar (3.1).



Gambar 3.1. Diagram alir penelitian

3.1 Persamaan Diferensial Perpindahan Panas

Persamaan perpindahan panas pada tipe aliran *crossflow* adalah persamaan yang berdasarkan pada suatu volume aktif seperti yang dideskripsikan pada Gambar 3.2 berikut.



Gambar 3.2. Model perpindahan panas *crossflow*

Pada derivasi ini digunakan tipe aliran *crossflow*, namun karena persamaan yang dihasilkan merupakan persamaan dengan bentuk umum maka dapat diaplikasikan pada tipe aliran *counterflow* dan *parallel flow* (Bradley, 2010)

Differensial perpindahan panas untuk *crossflow* pada fluida panas dapat didefinisikan sebagai

$$\begin{aligned}
 -\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot Z \cdot dx \cdot dT_{h \text{ loc}} & \quad (3.1) \\
 & = Ua \cdot Z \cdot dx \cdot dy \cdot (T_{h \text{ loc}} - T_{c \text{ loc}})
 \end{aligned}$$

$T_{h \text{ loc}}$ dan $T_{c \text{ loc}}$ merupakan temperatur lokal sepanjang differensial volume dimana terdapat representasi area perpindahan panas per unit volume. Dengan adanya rasio transfer area per volume dikalikan dengan overall heat transfer coefficient menghasilkan volumetric heat transfer coefficient Ua . Sehingga untuk Ua , m_h dan $c_{p,h}$ yang konstan sepanjang sumbu x didapatkan.

$$\begin{aligned} \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot Z \cdot \int_0^{\Delta x} dT_{h \text{ loc}} \cdot dx & \quad (3.2) \\ & = Ua \cdot Z \cdot dy \cdot \int_0^{\Delta x} (T_{h \text{ loc}} - T_{c \text{ loc}}) \cdot dx \end{aligned}$$

Karena

$$\begin{aligned} \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot Z \cdot \int_0^{\Delta x} dT_{h \text{ loc}} \cdot dx & \quad (3.3) \\ & = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot Z \cdot d \int_0^{\Delta x} T_{h \text{ loc}} \cdot dx \end{aligned}$$

Dengan membagi kedua ruas pada Persamaan (3.2) dengan Δx , maka

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot Z \cdot dT_h = Ua \cdot Z \cdot dy \cdot (T_h - T_c) \quad (3.4)$$

Dengan mengatur ulang Persamaan (3.4) didapatkan

$$\frac{Ua \cdot dy}{\dot{m}_h \cdot c_{p,h}} = \frac{dT_h}{T_h - T_c} \quad (3.5)$$

Atau

$$\frac{U \cdot A}{\dot{m}_h \cdot c_{p,h}} = \int_{T_{h0}}^{T_{h1}} \frac{dT_h}{T_h - T_c} \quad (3.6)$$

T_h dan T_c adalah nilai rata-rata sepanjang sumbu x pada suatu titik di sumbu y. Adapun nilai dari T_h dan T_c ditunjukkan pada Persamaan (3.7) dan (3.8).

$$T_h = \int_0^{\Delta x} \frac{T_{h \text{ loc}} \cdot dx}{\Delta x} \quad (3.7)$$

$$T_c = \int_0^{\Delta x} \frac{T_{c \text{ loc}} \cdot dx}{\Delta x} \quad (3.8)$$

Meskipun penjabaran sebelumnya adalah derivasi untuk *crossflow* seperti yang dideskripsikan pada Gambar (3.2), Persamaan (3.6) dapat diaplikasikan pada tipe aliran *counterflow*

ataupun *parallel flow*, namun $T_{h\text{ loc}}$ dan $T_{c\text{ loc}}$ bukan merupakan fungsi x seperti pada tipe aliran *crossflow*. Persamaan (3.6) mengindikasikan bahwa perpindahan panas berhubungan langsung dengan temperatur rata-rata. Sehingga untuk tipe aliran *counterflow* dan *parallelflow* T_h dan T_c adalah temperatur rata-rata terhadap aliran m_h dan m_c secara berurutan (Bradley, 2010).

3.2 Number of Transfer Unit (NTU) required dan available

Integral pada Persamaan (3.6) diselesaikan untuk tipe aliran *counterflow*, menghasilkan *Number of Heat Transfer Unit Required* (NTUR). Untuk tipe aliran *counterflow*, dengan merujuk pada Gambar 3.3, T_c pada Persamaan (3.6) didapatkan dengan Persamaan (3.9).

$$T_c = \frac{C_h}{C_c} \cdot (T_h - T_{ho}) + T_{ci} \quad (3.9)$$

Dengan mensubstitusi Persamaan (3.9) pada Persamaan (3.6), setelah integrasi dan penyederhanaan didapatkan hasil sebagai berikut.

$$\frac{U \cdot A}{C_h} = \frac{1}{1 - \frac{C_h}{C_c}} \cdot \ln \left(\frac{\left(1 - \frac{C_h}{C_c}\right) \cdot T_{hi} + \frac{C_h}{C_c} \cdot T_{ho} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{ci}} \right) \quad (3.10)$$

Dari ruas kiri Persamaan (3.10) dapat didefinisikan *number of transfer unit available* untuk *counterflow*

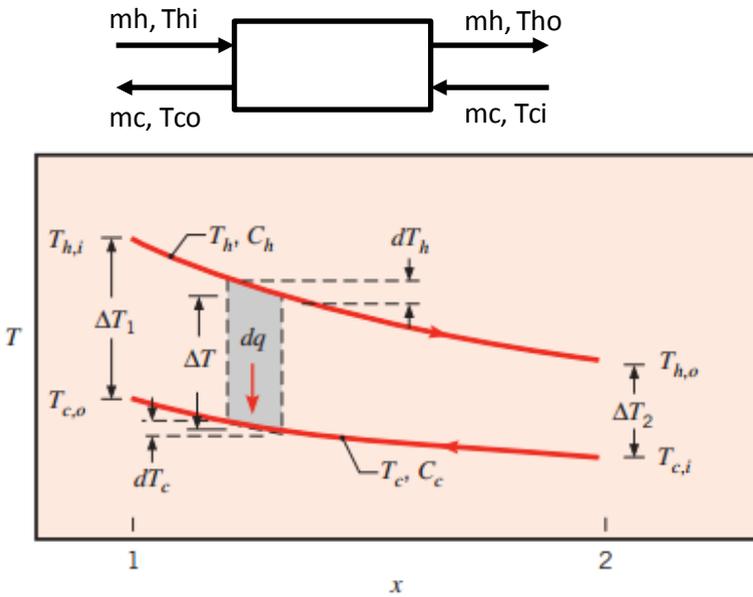
$$\text{NTUA}_{\text{counterflow}} = \frac{U \cdot A}{C_h} \quad (3.11)$$

dan dari ruas kanan Persamaan (3.10) *number of transfer unit available* didefinisikan sebagai

$$\text{NTUR} = \frac{1}{1 - r} \cdot \ln \left(\frac{(1 - r) \cdot T_{hi} + r \cdot T_{ho} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{ci}} \right) \quad (3.12)$$

dimana

$$r = \frac{C_h}{C_c} \quad (3.13)$$



Gambar 3.3. Deskripsi grafik perpindahan panas pada *counterflow* Pada Persamaan (3.10) *number of transfer unit required* sama dengan *number of transfer unit available* pada proses *counterflow* sepenuhnya, dapat diketahui bahwa

$$NTUA = \frac{1}{1-r} \cdot \ln \left(\frac{(1-r) \cdot T_{hi} + r \cdot T_h - T_{ci}}{T_{ho} - T_{ci}} \right) \quad (3.14)$$

yang berarti bahwa

$$NTUA = NTUR \quad (3.15)$$

NTUA adalah *number of transfer unit available* tidak hanya untuk kasus aliran yang *counterflow* namun juga untuk kasus dimana aliran bukan *counterflow* atau ada kombinasi tipe aliran. Seperti yang diketahui bahwa NTUA hanya bergantung pada karakteristik aliran dan peralatan sehingga dengan menggunakan Persamaan (3.14) performa dari peralatan dapat diketahui.

Pada bidang rekayasa heat exchanger seketika dibutuhkan untuk mengetahui performa dari sebuah *heat exchanger* yang telah ada dan perhitungan untuk mendapatkan performa tersebut adalah

rating calculation. Pada kondisi lain diperlukan untuk mengetahui area perpindahan panas yang dibutuhkan untuk performa yang telah diketahui dan cara ini disebut dengan *sizing calculation*.

Persamaan *rating* dapat diturunkan dari Persamaan (3.14) dengan menyelesaikan persamaan tersebut untuk T_{h0}

$$T_{h0} = \frac{(1-r) \cdot T_{hi} - (1 - e^{(1-r) \cdot NTUA}) \cdot T_{ci}}{e^{(1-r) \cdot NTUA} - r} \quad (3.16)$$

T_{h0} pada Persamaan (3.16) adalah temperatur keluaran pada aliran m_h dan dapat dihitung dengan mengetahui temperature *inlet* fluida panas dan dingin T_{h1} dan T_{ci} dan nilai NTUA untuk model aliran yang spesifik pada proses perpindahan panas yang telah diketahui.

Untuk *sizing calculation* telah diketahui bahwa NTUA adalah fungsi dari area perpindahan panas sehingga Persamaan (3.14) dapat digunakan juga untuk *sizing* sebuah *heat exchanger* pada kasus dimana aliran bukan *counterflow*.

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot LMTD \quad (3.17)$$

LMTD adalah *logarithmic mean temperature difference* untuk *counterflow* dan F adalah *correction factor* untuk kasus dimana aliran bukan hanya *counterflow*.

Hubungan antara *correction factor* F dengan NTUA dapat ditemukan dari: $Q = C_h \cdot (T_{h1} - T_{h0}) = C_c \cdot (T_{c1} - T_{c0})$ dengan menyelesaikan Persamaan (3.17) untuk F maka didapatkan

$$F = \frac{1}{\frac{U \cdot A}{C_h}} \cdot \frac{T_{hi} - T_{h0}}{LMTD} \quad (3.18)$$

Dengan diketahui bahwa $r = \frac{C_h}{C_c} = \frac{T_{c1} - T_{c0}}{T_{h1} - T_{h0}}$ dapat didapatkan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} \frac{T_{hi} - T_{h0}}{LMTD} &= \frac{1}{1 - \frac{T_{c0} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{h0}}} \cdot \ln \left(\frac{T_{hi} - T_{c0}}{T_{h0} - T_{ci}} \right) \\ &= \frac{1}{1-r} \cdot \ln \left(\frac{(1-r) \cdot T_{hi} + r \cdot T_h - T_{ci}}{T_{h0} - T_{ci}} \right) \end{aligned} \quad (3.19)$$

dengan membandingkan Persamaan (3.19) dengan (3.14) maka

$$NTUA = \frac{T_{hi} - T_{h0}}{LMTD} \quad (3.20)$$

dengan mensubstitusi Persamaan (3.20) pada Persamaan (3.18) correction factor F didapatkan dari

$$F = \frac{NTUA}{\frac{U \cdot A}{C_h}} = \frac{NTUA}{NTUA_{\text{counterflow}}} \quad (3.21)$$

Seperti ditunjukkan pada Persamaan (3.19) NTUR dapat didefinisikan dengan Persamaan (3.12) atau dengan

$$NTUR = \frac{1}{1 - \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ho}}} \cdot \ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right) \quad (3.22)$$

NTUA = NTUR sehingga dari Persamaan (3.22) dan (3.21) hubungan antara temperatur masukan dan keluaran yang dibutuhkan pada suatu *heat exchanger* serta *correction factor F* dapat diketahui.

3.3 NTU Required pada Aliran Parallel Flow

Berdasarkan persamaan *differensial* yang telah diekspresikan di awal pada Persamaan (3.4) dapat digunakan persamaan untuk fluida dingin sebagai berikut.

$$\dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot Z \cdot dy \cdot dT_{c \text{ loc}} = U_a \cdot Z \cdot dx \cdot dy \cdot (T_{h \text{ loc}} - T_{c \text{ loc}}) \quad (3.23)$$

Dengan mensubstitusikan $T_{h \text{ loc}}$ dengan nilai rata-rata T_h dan dengan mengatur ulang Persamaan (3.23) maka didapatkan persamaan sebagai berikut.

$$\frac{dT_{c \text{ loc}}}{dx} + \frac{U_a}{m'_c \cdot c_{pc}} \cdot T_{c \text{ loc}} = \frac{U_a}{m'_c \cdot c_{pc}} \cdot T_h \quad (3.24)$$

Dengan mengaplikasikan *boundary condition* $T_{c \text{ loc}}(x = 0) = T_{ci}$ maka didapatkan solusi untuk Persamaan (3.24) sebagai berikut

$$T_{c \text{ loc}} = T_{ci} \cdot e^{-\frac{U_a \cdot x}{m'_c \cdot c_{pc}}} + T_h \cdot \left(1 - e^{-\frac{U_a \cdot x}{m'_c \cdot c_{pc}}} \right) \quad (3.25)$$

Dengan memasukkan Persamaan (3.25) ke Persamaan (3.8) maka diperoleh.

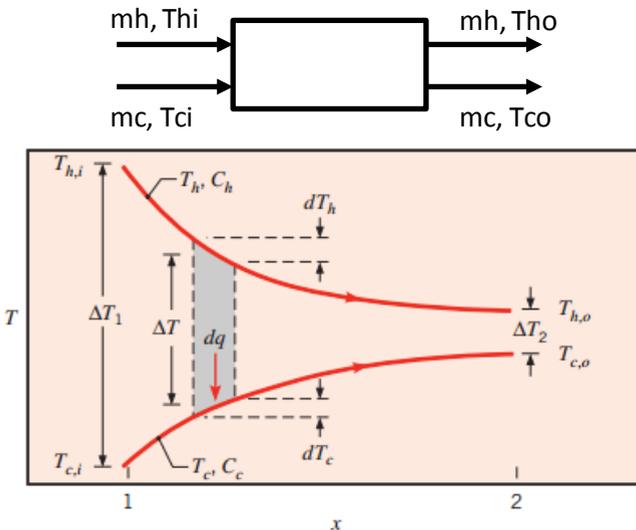
$$T_c = \frac{m'_c \cdot c_{pc}}{U_a} \cdot T_{ci} \cdot \frac{\left(1 - e^{-\frac{U \cdot A}{m_c \cdot c_{pc}}}\right)}{\Delta x} + \frac{m'_c \cdot c_{pc}}{U_a} \cdot T_h \cdot \left(\frac{U_a}{m'_c \cdot c_{pc}} - \frac{1 - e^{-\frac{U \cdot A}{m_c \cdot c_{pc}}}}{\Delta x}\right) \quad (3.26)$$

Dengan mensubstitusikan Persamaan (3.26) pada Persamaan (3.6) dapat ditemukan persamaan perpindahan panas untuk tipe aliran *crossflow* sebagai berikut.

$$1 - e^{-\frac{U \cdot A}{C_c}} = \frac{C_h}{C_c} \cdot \int_{T_{ho}}^{T_{hi}} \frac{dT_h}{T_h - T_{ci}} \quad (3.27)$$

Setelah melakukan integrasi untuk Persamaan (3.27) maka persamaan akan menjadi.

$$1 - e^{-\frac{U \cdot A}{C_c}} = \frac{C_h}{C_c} \cdot \ln\left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{ci}}\right) \quad (3.28)$$



Gambar 3.4. Deskripsi grafik perpindahan panas pada *parallel flow*

Berdasarkan Gambar 3.4 pada tipe aliran *parallel flow*, perpindahan panas terbesar terjadi apabila temperatur keluaran dari fluida panas dan dingin nilainya saling mendekati. Sehingga dapat diasumsikan $T_{co} = T_{ho}$ sehingga T_c pada Persamaan (3.9) dapat digantikan dengan T_{ho} sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut.

$$T_{hi} = \frac{\frac{C_h}{C_c} \cdot T_{ho} - T_{ci}}{\frac{C_h}{C_c} - 1} \quad (3.29)$$

Apabila T_{hi} pada Persamaan (3.29) disubstitusikan pada Persamaan (3.28) maka akan didapatkan fraksi persamaan perpindahan panas untuk *crossflow* yang setara dengan persamaan perpindahan panas untuk *parallel flow* secara teoritis. Dengan menyederhanakan persamaan maka didapatkan persamaan sebagai berikut.

$$\frac{\text{fraksi crossflow}}{\text{parallel flow}} = \frac{C_h}{C_c} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \quad (3.30)$$

Pada ruas kanan pada Persamaan (3.30) selalu kurang dari satu. Persamaan (3.28) adalah persamaan perpindahan panas yang mewakili tipe aliran *crossflow*. Untuk membuat persamaan yang merepresentasikan tipe aliran *parallel flow* maka ruas kanan pada Persamaan (3.28) harus dibagi dengan ruas kanan pada Persamaan (3.30) sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut.

$$1 - e^{-\frac{U \cdot A}{C_c}} = \frac{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)}{\ln \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right)} \quad (3.31)$$

Untuk mendapatkan *number of transfer unit required* (NTU) untuk tipe aliran *parallel flow* Persamaan (3.31) diselesaikan untuk menemukan T_{ho} , persamaan menjadi seperti berikut.

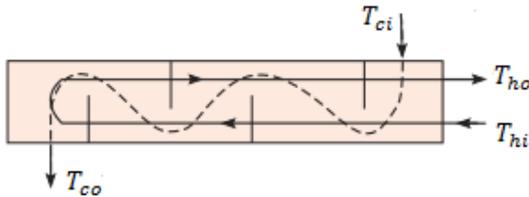
$$T_{ho} = \frac{T_{hi} - T_{ci}}{\left(1 - e^{-\frac{U \cdot A}{C_c}} \right)} + T_{ci} \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \quad (3.32)$$

Karena $NHTUA = \frac{Ua.A}{C_h}$ dan $NTUA = NTUR$ maka

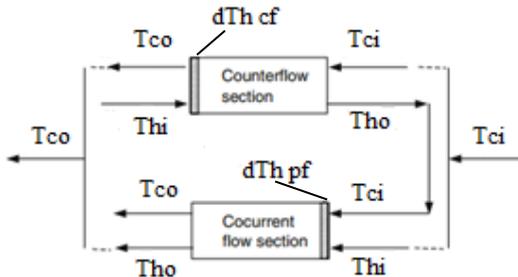
$$NHTUA_{parallel\ flow} = \frac{1}{1-r} \cdot \ln \left((1-r) \cdot \left(1 + \frac{1}{r}\right)^{\left(1 - e^{-\frac{U.A}{C_c}}\right)} + r \right) \quad (3.33)$$

3.4 NTU Required pada 1-2 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Untuk mendapatkan persamaan LMTD *correction factor* (F) dilakukan derivasi untuk menentukan NTUR pada 1-2 pass shell and tube heat exchanger.



Gambar 3.5. Shell and Tube Heat Exchanger



Gambar 3.6. Model Shell and Tube Heat Exchanger

Berdasarkan Gambar 3.5 dan 3.6 pada 1-2 pass shell and tube heat exchanger terdapat dua tipe aliran yaitu *counterflow* dan *parallel flow*. Sehingga pada kasus Gambar 3.4 temperatur keluaran pada aliran *counterflow* menjadi temperature masukan dari *parallel flow*. Adapun persamaan kesetimbangan energi untuk shell and tube heat exchanger adalah sebagai berikut.

$$-C_h \cdot dT_h = U_{cf} \cdot dA_{cf} \cdot (T_h - T_c)_{cf} + U_{pf} \cdot dA_{pf} \cdot (T_h - T_c)_{pf} \quad (3.34)$$

$$-dT_h = d \left(\frac{U_{cf} \cdot A_{cf}}{C_h} \right) \cdot (T_h - T_c)_{cf} + \left(\frac{U_{cf} \cdot A_{cf}}{C_h} \right) \cdot (T_h - T_c)_{pf} \quad (3.35)$$

$$-dT_h = -((dT_h)_{cf} + (dT_h)_{pf}) \quad (3.36)$$

dT_h adalah hasil penjumlahan dari temperatur panas yang diakumulasikan dari temperatur panas aliran *counterflow* dan *parallel flow*. Sedangkan $(dT_h)_{cf}$ dan $(dT_h)_{pf}$ dapat diselesaikan dengan persamaan berikut.

$$(dT_h)_{cf} = d \left(\frac{U_{cf} \cdot A_{cf}}{C_h} \right) \cdot (T_h - T_c)_{cf} \quad (3.37)$$

$$(dT_h)_{cf} = d NHTUA_{cf} \cdot (T_h - T_c)_{cf} \quad (3.38)$$

Dari Persamaan (3.38) dapat diketahui bahwa T_h adalah fungsi dari NTUA sehingga persamaan tersebut juga berlaku pada tipe aliran *parallel flow* seperti berikut.

$$(dT_h)_{pf} = d NHTUA_{pf} \cdot (T_h - T_c)_{pf} \quad (3.39)$$

$$(dT_h)_{pf} = d \frac{1}{1-r} \cdot \ln \left((1-r) \cdot \left(1 + \frac{1}{r} \right)^{\left(1 - e^{-\frac{U_{pf} \cdot A_{pf}}{C_c}} \right)} + r \right) \cdot (T_h - T_c)_{cf} \quad (3.40)$$

Dengan mensubstitusikan Persamaan (3.40) dan (3.37) ke Persamaan (3.36) maka persamaan akan menjadi seperti berikut.

$$\int_{T_{ho}}^{T_{hi}} \frac{dT_h}{T_h - T_c} = NHTUA = \frac{U_{cf} \cdot A_{cf}}{C_h} + \frac{1}{1-r} \quad (3.41)$$

$$\cdot \ln \left((1-r) \cdot \left(1 + \frac{1}{r} \right)^{\left(1 - e^{-\frac{U \cdot A}{C_c}} \right)} + r \right)$$

Apabila diasumsikan bahwa $U_{cf} = U_{pf} = U$ dan $A_{cf} = A_{pf} = A/2$ maka Persamaan (3.41) menjadi seperti berikut.

$$NHTUA_{1-2\text{ pass}} = \frac{1}{2} \frac{U_{cf} \cdot A_{cf}}{C_h} + \frac{1}{1-r} \cdot \ln \left((1-r) \cdot \left(1 + \frac{1}{r} \right)^{\left(1 - e^{-\frac{1}{2} \frac{U \cdot A}{C_c}} \right)} + r \right) \quad (3.42)$$

Dengan memasukkan $NHTUA_{1-2\text{ pass}}$ pada Persamaan (3.42) ke Persamaan (3.16), persamaan untuk temperatur keluaran 1-2 *pass shell and tube heat exchanger* pada fluida panas dapat diketahui.

$$T_{h0} = \frac{(1-r) \cdot T_{h1} - (1 - e^{(1-r) \cdot NTUA_{1-2\text{ pass}}}) \cdot T_{ci}}{e^{(1-r) \cdot NTUA_{1-2\text{ pass}}} - r} \quad (3.43)$$

3.5 LMTD Correction Factor (F) untuk 1-2 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Berdasarkan persamaan $NTUA=NTUR$, dapat dicari temperatur keluaran yang dihasilkan oleh *heat exchanger* ataupun dapat menentukan luasan *heat exchanger* yang dibutuhkan untuk mencapai temperatur keluaran yang dibutuhkan.

Parameter lain yang dapat dicari menggunakan konsep NTUA dan NTUR adalah *correction factor* (F) dimana sesuai dengan Persamaan (3.21) F untuk 1-2 *pass shell and tube heat exchanger* adalah sebagai berikut.

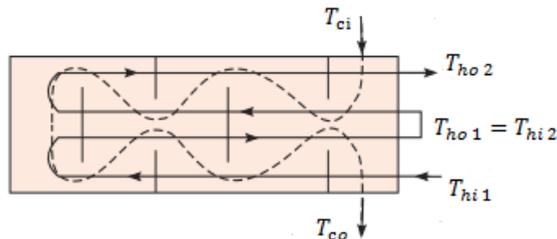
$$F = \frac{NTUA_{1-2\text{ pass}}}{\frac{U \cdot A}{C_h}} \quad (3.44)$$

$$F = \frac{1}{2} + \frac{\frac{1}{1-r} \cdot \ln \left((1-r) \cdot \left(1 + \frac{1}{r}\right)^{\left(1 - e^{-\frac{1U \cdot A}{2C_c}}\right)} + r \right)}{\frac{U \cdot A}{C_h}} \quad (3.45)$$

3.6 Temperatur Keluaran Pada 1-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Definisi 1-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger adalah heat exchanger dengan 1 shell pass dan 4 tube pass. Dalam menentukan profil temperatur keluaran pada fluida panas diperlukan persamaan yang menghubungkan antara dua tube pertama yang dilewati dan dua tube lainnya.

Dengan diketahui bahwa temperatur keluaran fluida panas pada dua tube pertama menjadi temperatur masukan fluida panas pada dua tube berikutnya.



Gambar 3.7. Konfigurasi 1-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Dengan $T_{ho1} = T_{hi2}$ maka dengan mensubstitusikan T_{ho1} pada Persamaan (3.16) maka persamaan menjadi.

$$T_{ho2} = \frac{(1-r) \cdot T_{ho1} - (1 - e^{(1-r) \cdot NTUA}) \cdot T_{ci}}{e^{(1-r) \cdot NTUA} - r} \quad (3.46)$$

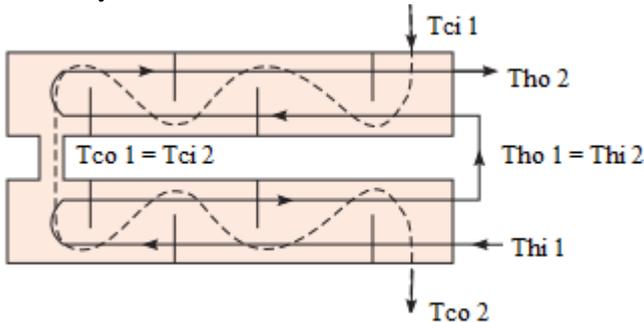
Karena temperatur keluaran fluida panas pada 1-4 pass shell and tube heat exchanger adalah T_{ho2} maka persamaan efektifitas menjadi seperti berikut.

$$\varepsilon = \frac{(T_{hi1} - T_{ho2})}{(T_{hi1} - T_{ci})} \quad (3.47)$$

3.7 Temperatur Keluaran Pada 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Definisi 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger adalah *heat exchanger* dengan 2 shell pass dan 4 tube pass. Seperti pada subbab sebelumnya, dalam menentukan profil temperatur keluaran pada fluida panas diperlukan persamaan yang menghubungkan antara dua tube pertama yang dilewati dan dua tube lainnya dan antara shell pertama dan berikutnya.

Dengan diketahui bahwa temperatur keluaran fluida panas pada dua tube pertama menjadi temperatur masukan fluida panas pada dua tube berikutnya. Sedangkan temperatur keluaran fluida dingin pada shell pertama menjadi temperatur masukan fluida dingin pada shell berikutnya.



Gambar 3.8. Konfigurasi 2-4 Pass Shell and Tube Heat Exchanger

Dengan $T_{ho1} = T_{hi2}$ dan $T_{co1} = T_{ci2}$ maka dengan mensubstitusikan T_{ho1} pada Persamaan (3.16) maka persamaan untuk temperatur keluaran menjadi.

$$T_{ho2} = \frac{(1-r) \cdot T_{ho1} - (1 - e^{(1-r) \cdot NTUA}) \cdot T_{co1}}{e^{(1-r) \cdot NTUA} - r} \quad (3.48)$$

Sedangkan persamaan untuk temperatur fluida dingin menjadi.

$$T_{co2} = \frac{C_h}{C_c} \cdot (T_{ho} - T_{ho2}) + T_{co1} \quad (3.49)$$

Karena temperatur keluaran fluida panas dan dingin pada 2-4 *pass shell and tube heat exchanger* adalah T_{ho2} maka persamaan efektifitas menjadi seperti berikut.

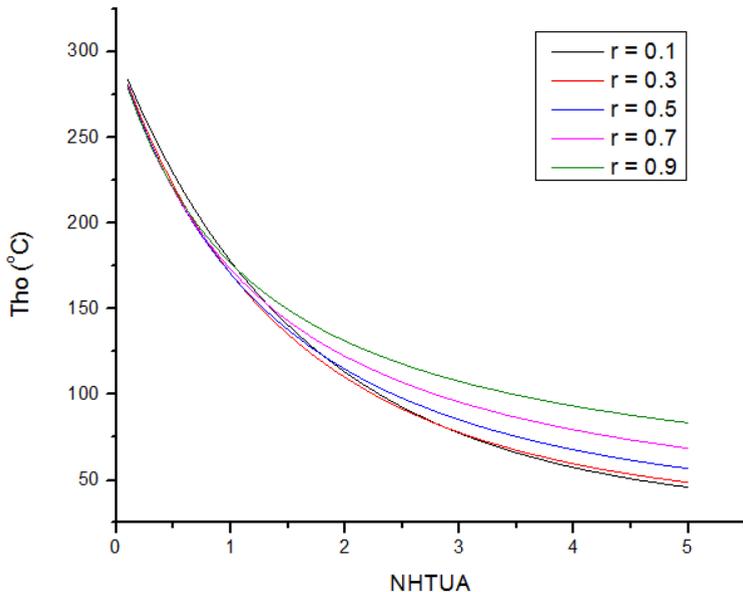
$$\varepsilon = \frac{(T_{hi1} - T_{ho2})}{(T_{hi1} - T_{ci1})} \quad (3.47)$$

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

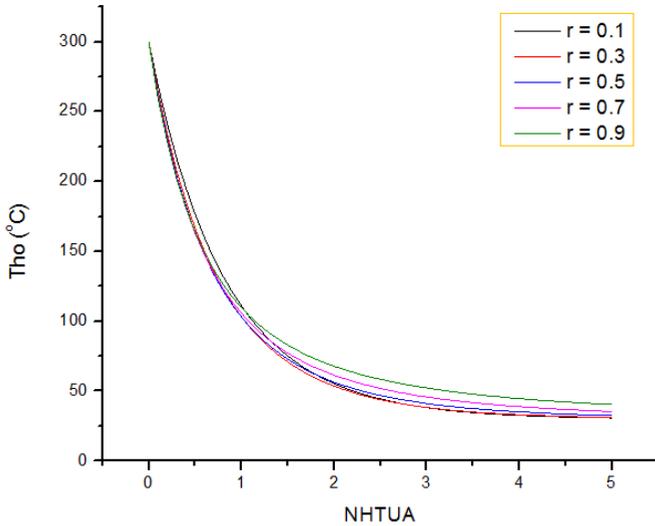
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Profil Temperatur Keluaran pada *Multipass Shell and Tube Heat Exchanger*

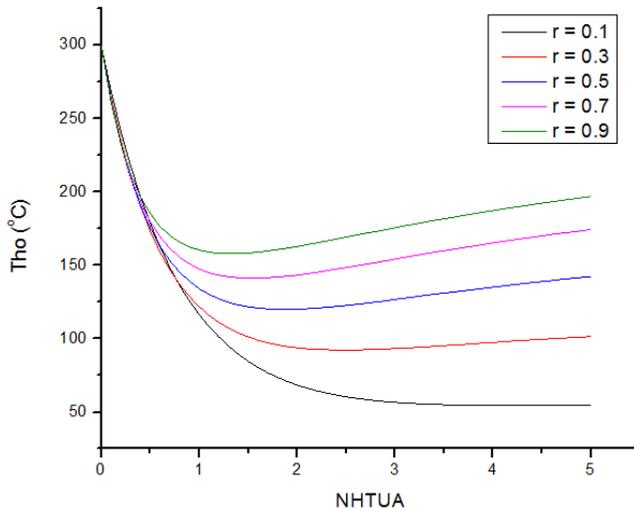
Pada metodologi penelitian ini telah diturunkan persamaan untuk mendapatkan temperature keluaran pada fluida panas dengan mensubstitusikan $NHTUA_{1-2\text{ pass}}$ pada Persamaan (3.41) dalam Persamaan (3.16) yang merupakan persamaan rating untuk *heat exchanger* dengan aliran *counterflow*. Dengan mengacu pada Persamaan (3.42) dilakukan simulasi untuk mendapatkan profil temperatur fluida panas terhadap NTUA.



Gambar 4.1. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE



Gambar 4.2. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 1-4 Pass HE



Gambar 4.3. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Panas Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE

Pada simulasi persamaan, temperatur masukan pada fluida panas dan fluida dingin telah ditentukan dengan $T_{ci} = 30^\circ\text{C}$ dan $T_{hi} = 300^\circ\text{C}$ sedangkan r divariasikan mulai dari 0.1 hingga 0.9. Sehingga didapatkan grafik seperti pada Gambar 4.1, 4.2 dan 4.3.

Berdasarkan ketiga gambar tersebut diketahui bahwa temperatur keluaran pada fluida panas (T_{ho}) berubah secara e^{-x} sehingga grafik menunjukkan penurunan dan pada titik tertentu akan menunjukkan saturasi. Semakin besar NTUA maka T_{ho} semakin kecil. Karena,

$$NHTUA = \frac{Ua \cdot A}{C_h} = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{LMTD} \quad (4.1)$$

Semakin besar A maka T_{ho} semakin kecil dengan T_{hi} tetap. Saat perbandingan kapasitas panas antara fluida panas dan dingin (r) bernilai 0.1, T_{ho} menunjukkan nilai paling kecil dibandingkan variasi lainnya dan T_{ho} meningkat seiring meningkatnya r . Apabila r semakin kecil sedangkan $r = \frac{C_h}{C_c}$ maka atau C_h semakin kecil.

Sesuai dengan Persamaan (4.2),

$$Q = C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (4.2)$$

apabila C_h semakin kecil maka untuk laju perpindahan panas (Q) yang sama perbedaan temperatur masuk dan keluar (ΔT_h) pada fluida panas semakin besar dan karena temperatur masuk (T_{hi}) dianggap konstan sehingga T_{ho} semakin kecil. Apabila suatu *heat exchanger* digunakan untuk mendinginkan fluida pada tube, semakin rendah temperatur keluaran dengan laju perpindahan panas yang sama maka semakin baik kinerja *heat exchanger* karena perbedaan temperatur masuk dan keluar semakin besar. Menggunakan fluida dengan rasio kapasitas panas yang kecil mengakibatkan perbedaan temperatur yang didapat semakin besar.

Pada Gambar 4.1 dan 4.2 terlihat bahwa profil grafik dari T_{ho} mengalami kondisi saturasi pada NTUA tertentu yang berarti dengan adanya perubahan NTUA tidak menyebabkan perubahan signifikan pada T_{ho} . Dalam memperbesar NTUA, besaran *heat exchanger* yang kemungkinan diubah adalah *overall thermal transfer coefficient* (U) atau luasan *heat exchanger* (A). Dengan mengasumsikan jenis material dan tipe *heat exchanger* tidak diubah maka besaran yang memungkinkan untuk diubah adalah A .

Dengan mengetahui titik saturasi pada grafik T_{ho} terhadap NTUA maka dapat diketahui seberapa besar luasan *heat exchanger* yang akan ditambah untuk mencapai perbedaan temperatur tertinggi karena apabila NTUA diperbesar melebihi titik saturasi maka tidak ada perubahan temperatur yang signifikan sehingga hal ini merugikan. Penentuan luasan heat exchanger disini berkaitan dengan *sizing*.

Sedangkan pada Gambar 4.3 terlihat bahwa profil temperatur keluaran untuk fluida panas pada NTUA tertentu memiliki trend naik. Hal tersebut disebabkan saat fluida memasuki *shell* kedua, karena perpindahan panas yang telah terjadi pada *shell* pertama maka pada suatu titik temperatur pada *shell* (fluida dingin) melebihi temperatur pada *tube* (fluida panas). Karena panas berpindah dari fluida dengan temperatur tinggi ke rendah maka pada titik tersebut perpindahan panas terjadi dari shell ke tube sehingga suhu dalam tube kembali naik.

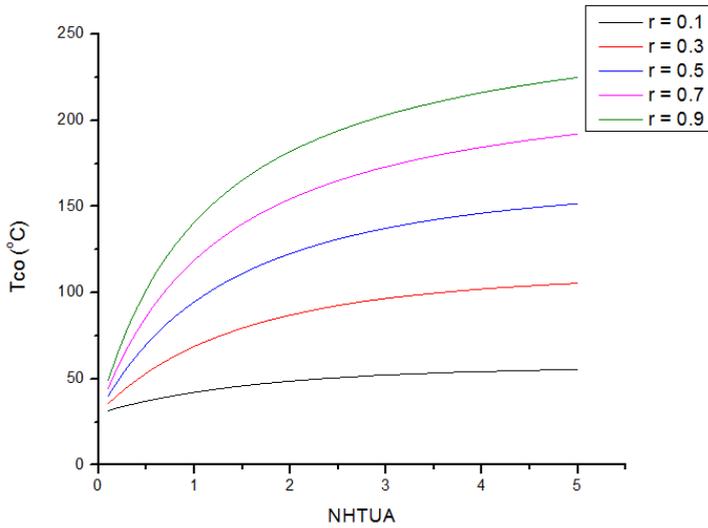
Setelah mendapatkan solusi untuk T_{ho} maka dapat memungkinkan juga didapatkannya solusi untuk T_{co} . Dengan memasukkan T_{ho} pada Persamaan (3.43) ke Persamaan (4.3) maka didapatkan profil temperatur keluaran untuk fluida dingin seperti pada Gambar 4.4 dan 4.5.

$$T_{co} = \frac{C_h}{C_c} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) + T_{ci} \quad (4.2)$$

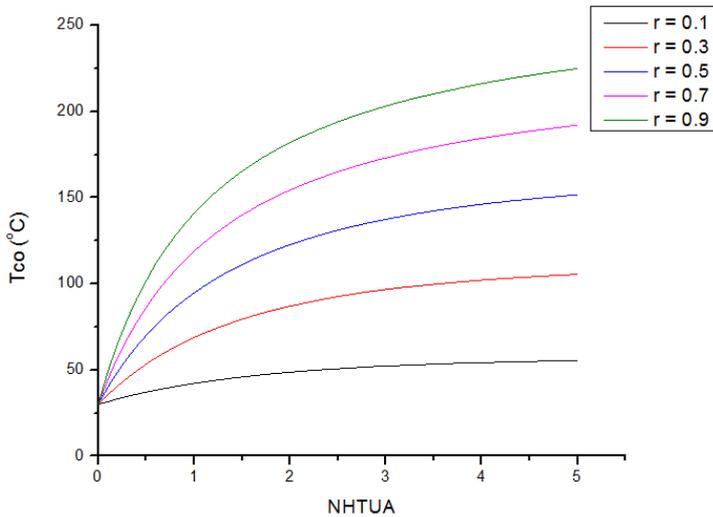
Berdasarkan Gambar 4.4 dan 4.5 diketahui bahwa temperatur keluaran pada fluida dingin (T_{co}) berubah secara $1 - e^{-x}$ sehingga grafik menunjukkan peningkatan dan pada titik tertentu akan menunjukkan saturasi. Semakin besar NTUA maka T_{co} semakin besar. Sesuai Persamaan (4.1) apabila diuraikan maka persamaan menjadi seperti berikut.

$$NHTUA = \frac{Ua \cdot A}{C_h} = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{LMTD}$$

$$NHTUA = \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})} \cdot \ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right) \quad (4.3)$$



Gambar 4.4. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Dingin Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE



Gambar 4.5. Grafik Temperatur Keluaran Fluida Dingin Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE

Sehingga semakin besar A maka T_{co} semakin besar dengan T_{ci} tetap. Pada saat $r = 0.1$, terlihat bahwa T_{co} menunjukkan nilai paling kecil dibandingkan variasi lainnya dan meningkat seiring meningkatnya r . Apabila r semakin besar, karena $r = \frac{C_h}{C_c}$ dan apabila C_h dianggap tetap maka C_c menjadi lebih kecil. Sehingga sesuai dengan Persamaan (4.4),

$$Q = C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (4.4)$$

apabila C_c semakin kecil maka untuk laju perpindahan panas yang sama maka perbedaan temperatur masuk dan keluar pada fluida dingin semakin besar. Sehingga apabila T_{ci} dianggap sama maka T_{co} semakin besar. Apabila *heat exchanger* digunakan untuk memanaskan fluida yang terdapat pada *shell*, semakin besar temperatur keluaran maka performa *heat exchanger* tersebut semakin baik sehingga menggunakan fluida dengan rasio kapasitas panas yang tinggi mengakibatkan perbedaan temperatur yang besar pada fluida dingin.

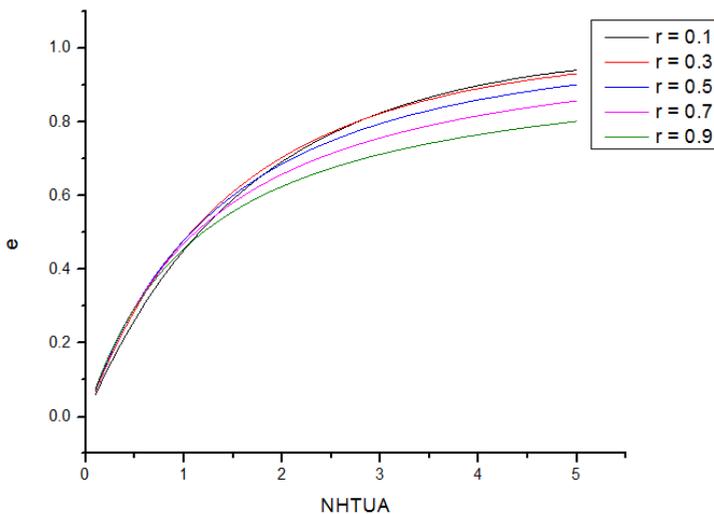
Pada Gambar 4.4 dan 4.5 juga terdapat titik saturasi pada profil T_{co} pada nilai NTUA tertentu. Seperti pada analisis temperatur keluaran pada fluida panas, dengan mengetahui titik saturasi pada grafik T_{co} terhadap NTUA maka dapat diketahui luasan maksimal yang memungkinkan didapatkannya perbedaan temperatur terbesar. Karena apabila NTUA diperbesar melebihi titik saturasi maka tidak ada perubahan temperatur yang signifikan. Perbandingan profil temperatur keluaran pada fluida dingin dari 1-2 Pass HE dengan 2-4 Pass HE tidak jauh berbeda dengan profil yang sama dan nilai yang hampir sama. Sedangkan profil temperatur keluaran fluida dingin untuk 1-4 Pass HE tidak ditampilkan karena sama dengan temperature keluaran fluida dingin pada 1-2 Pass HE.

4.2 Pengaruh NTUA Terhadap Efektifitas

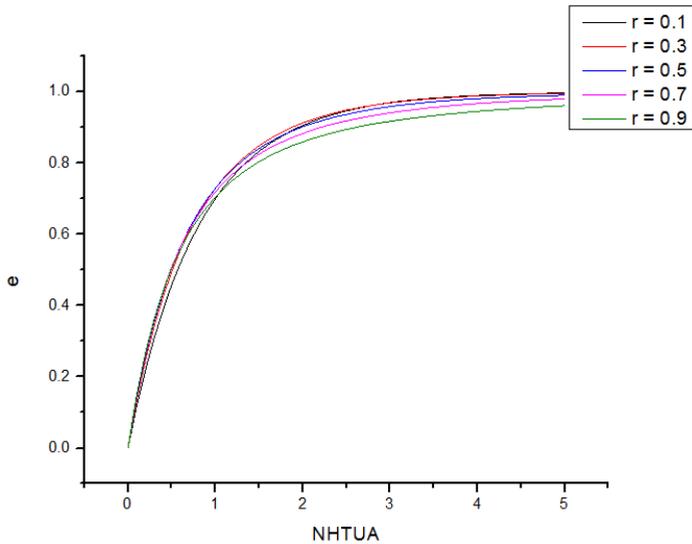
Dengan didapatkannya temperatur keluaran fluida pada heat exchanger memungkinkan diketahuinya kinerja *heat exchanger*. Seperti yang telah disebutkan pada dasar teori tentang hubungan antara NTU dan efektifitas suatu *heat exchanger*. Efektifitas didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan panas aktual

dengan laju perpindahan panas maksimal seperti yang ditunjukkan pada Persamaan (2.5). Dengan mengacu pada Persamaan (2.8) dan (2.9) dan dengan asumsi bahwa $C_{\min} = C_h$ maka efektifitas dari *heat exchanger* dapat ditemukan. Setelah dilakukan simulasi untuk Persamaan (2.8), profil dari efektifitas terhadap NTUA direpresentasikan pada Gambar 4.6, 4.7 dan 4.8.

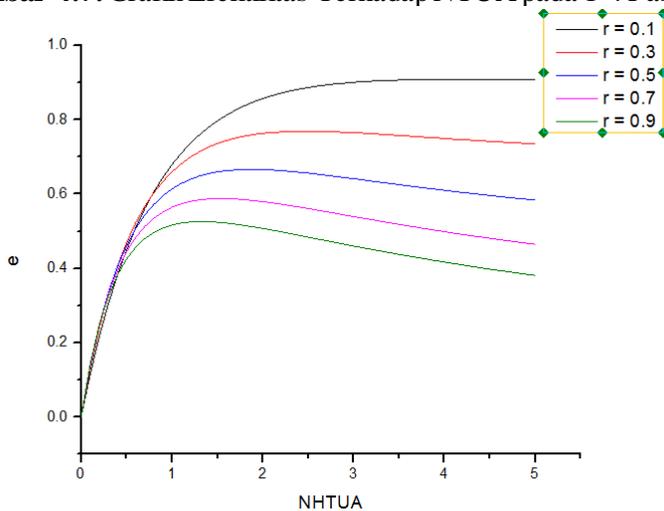
T_{ho} pada Persamaan (2.8) merupakan fungsi dari NTUA sehingga efektifitas juga merupakan fungsi dari NTUA. Dengan mengacu pada pengertian efektifitas yaitu kemampuan heat exchanger menggenerasikan panas dari kemungkinan panas maksimum yang dihasilkan dan berdasarkan Persamaan (2.8) atau (2.9) maka fluida yang menjadi acuan dalam menentukan efektifitas adalah fluida yang memiliki kapasitas panas yang kecil.



Gambar 4.6. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE



Gambar 4.7. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 1-4 Pass HE



Gambar 4.8. Grafik Efektifitas Terhadap NTUA pada 2-4 Pass HE

Berdasarkan Gambar 4.6 dan 4.7 dapat diketahui bahwa semakin besar NTUA maka semakin besar nilai efektifitas dari

heat exchanger. Hal tersebut sesuai dengan Persamaan (2.10) dimana efektifitas adalah fungsi NTU dan berbanding lurus dengan NTU. Namun berbeda untuk Gambar 4.8, efektifitas menurun pada NTUA tertentu. Hal tersebut diakibatkan meningkatnya temperatur keluaran fluida panas pada NTUA tersebut.

Pada Gambar 4.6, 4.7 dan 4.8 juga diketahui bahwa semakin kecil nilai r maka semakin besar efektifitas dari *heat exchanger*. Hal tersebut berkaitan dengan temperatur keluaran pada fluida panas. Semakin kecil nilai r maka temperatur keluaran fluida panas semakin kecil yang berarti bahwa dengan laju panas yang sama, dengan menggunakan fluida yang memiliki rasio kapasitas panas rendah akan menghasilkan perbedaan temperatur yang besar sehingga performa *heat exchanger* dapat dikatakan lebih baik. Sesuai dengan Persamaan (2.8) semakin besar perbedaan temperatur pada fluida panas maka semakin besar efektifitas dari suatu *heat exchanger*.

Pada Gambar 4.6 dan 4.7 juga terjadi saturasi nilai efektifitas pada nilai NTUA tertentu yang berarti bahwa dengan perubahan NTUA tidak memberikan perubahan signifikan pada efektifitas. Dengan mengetahui titik saturasi pada grafik efektifitas maka dapat ditentukan luasan sekecil mungkin yang memungkinkan performa *heat exchanger* maksimal.

4.3 Profil LMTD Correction Factor (F) pada Multipass Shell and Tube Heat Exchanger

Dalam melakukan *sizing* pada suatu *heat exchanger* dimana saat *sizing*, parameter luasan (A) yang digunakan sebagai acuan. Dengan merujuk pada Persamaan (3.17) maka perlu diketahui nilai *correction factor* (F) untuk LMTD. Berdasarkan Persamaan (3.45), telah disimulasikan solusi untuk F seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.9, 4.10, dan 4.11.

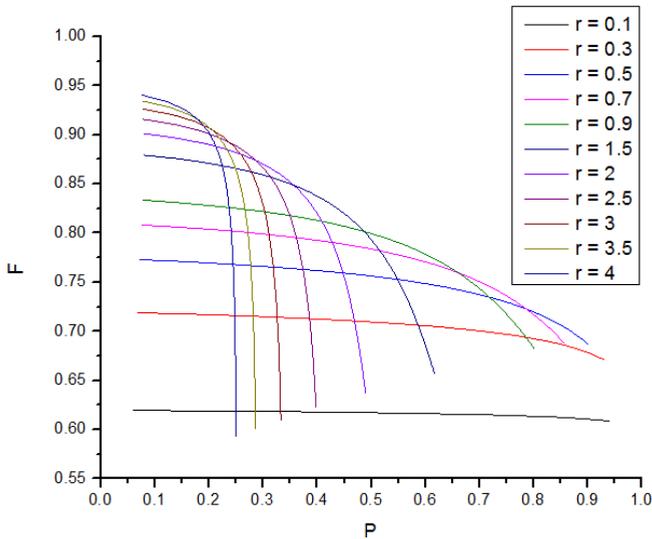
Dari Gambar 4.4 dapat diketahui bahwa F bergantung pada r dan efektifitas termal (P) dimana P dirumuskan sebagai.

$$P = \frac{(T_{h,o} - T_{h,i})}{(T_{c,i} - T_{h,i})} \quad (4.5)$$

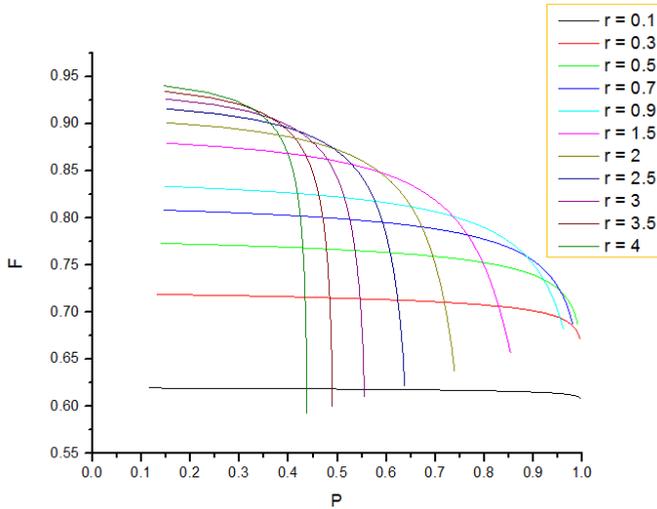
Dapat diketahui bahwa semakin besar efektifitas termal maka semakin kecil LMTD *correction factor*. Hal tersebut ditunjukkan

pada Persamaan (4.6) dimana apabila nilai P semakin besar maka dengan $T_{h,i}$ yang tetap $T_{h,o}$ harus semakin besar. Karena F berbanding terbalik dengan $T_{h,o}$ maka semakin besar P maka semakin kecil F.

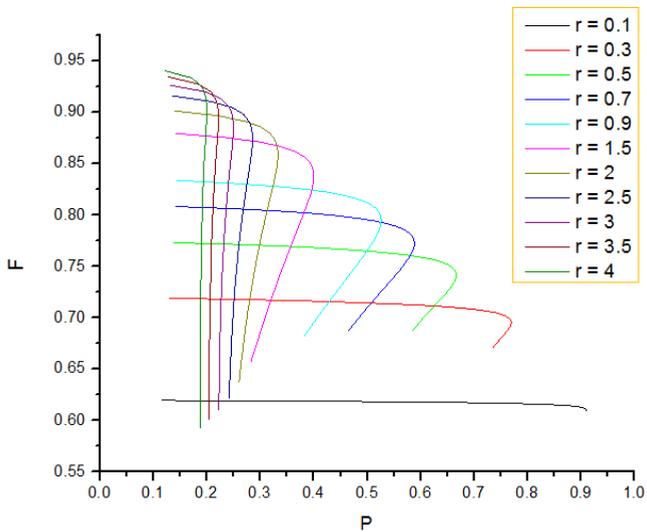
$$F = \frac{Q \ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}{UA (T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})} \quad (4.6)$$



Gambar 4.9. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 1-2 Pass HE

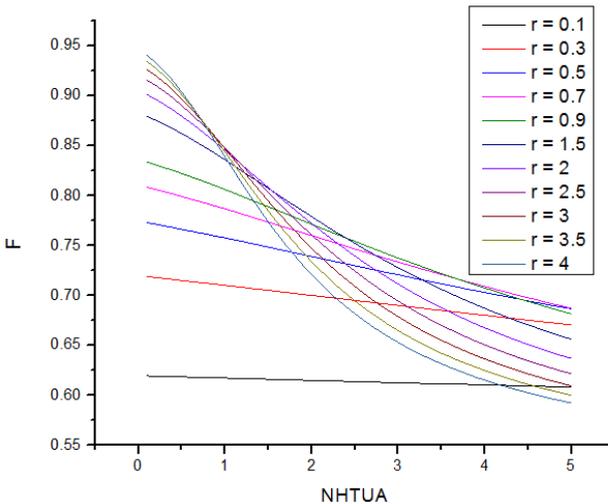


Gambar 4.10. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 1-4 Pass HE



Gambar 4.11. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap Efektifitas Thermal (P) pada 2-4 Pass HE

Pada Gambar 4.11 diketahui bahwa pada NTUA tertentu F memiliki dua nilai karena profil dari P mengalami penurunan. Berdasarkan hal tersebut terdapat dua kemungkinan pada penelitian ini. Kemungkinan pertama adalah persamaan yang diturunkan untuk 2-4 *pass shell and tube heat exchanger* kurang valid sehingga menimbulkan pembacaan dua nilai untuk F . Kemungkinan kedua adalah dengan menambahkan jumlah *shell* maupun *tube pass* pada *shell and tube heat exchanger* tidak meningkatkan performa heat exchanger.

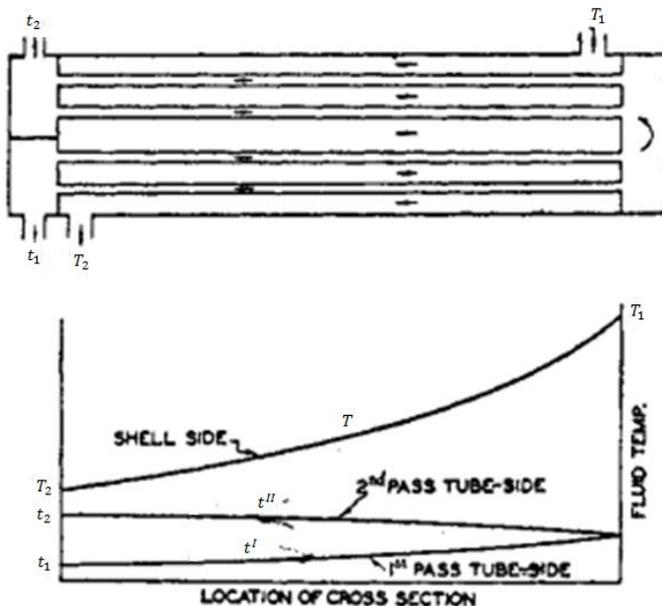


Gambar 4.12. Grafik LMTD Correction Factor Terhadap NTUA pada 1-2 Pass HE

Selain merupakan fungsi P dan r , LMTD correction factor merupakan fungsi dari NTUA seperti yang ditunjukkan pada Persamaan (3.45). Setelah dilakukan simulasi untuk solusi F , grafik F terhadap NTUA menunjukkan profil seperti pada Gambar 4.12. Berdasarkan Gambar 4.12 dapat diketahui bahwa semakin besar NTUA maka semakin kecil F , sesuai dengan Persamaan (4.5) hal tersebut disebabkan oleh luasan yang diperbesar apabila akan membesarkan NTUA. Dengan diperbesarnya luasan tanpa memperbesar diameter *tube* maka hal yang memungkinkan adalah diperpanjangnya *tube*. Semakin panjang tube maka panjang dari

bagian *counterflow* dan *parallelflow* semakin panjang. Apabila perhitungan LMTD mengacu pada tipe aliran *counterflow*, dengan bertambah panjang bagian *parallelflow* maka *correction factor* akan menjauhi nilai 1.

LMTD *correction factor* telah diturunkan untuk *multipass shell and tube heat exchanger* (Bowman, 1940)(Kern, 1950). Hasil *correction factor* dari penurunan oleh Nargle masih umum digunakan hingga sekarang. Namun terdapat kekurangan dalam menurunkan persamaan tersebut. Pada penelitian Nargle terdapat t yang merupakan temperatur fluida dingin yang dialirkan pada *tube* dan T adalah temperatur pada fluida panas yang dialirkan pada *shell*. t_1 dan t_2 adalah temperatur masukan dan keluaran pada fluida dingin pada bagian *tube* dan t^I dan t^{II} merupakan temperatur *tube* pada aliran *counterflow* dan *parallelflow* secara berturut-turut. T_1 dan T_2 merupakan temperatur masukan dari fluida panas pada bagian *shell*. $w.c$ dan $W.C$ merupakan kapasitas panas dari fluida dingin dan panas secara berturut-turut.



Gambar 4.13. Skema Heat Exchanger pada Penelitian Bowman

Dalam penurunan persamaan terdapat persamaan sebagai berikut.

$$W \cdot C (T_1 - T) = w \cdot c (t^{II} - t^I) \quad (4.7)$$

Karena $R = \frac{w \cdot c}{W \cdot C} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$ dan dengan $T = T_2$ maka,

$$R \cdot (t^{II} - t^I) = (T_1 - T_2) \quad (4.8)$$

Dengan mensubstitusikan R pada Persamaan (4.8) maka persamaan menjadi,

$$(t^{II} - t^I) = (t_2 - t_1) \quad (4.9)$$

Pada suatu kondisi Persamaan (4.9) dapat menyebabkan masalah karena pada suatu titik $t^{II} = t^I$ yaitu pada titik dimana aliran berubah dari *parallel flow* menjadi *counterflow* namun pada titik tersebut $t_2 \neq t_1$ dan semestinya $t_2 = t_i$ dimana t_i adalah temperatur pada titik transisi antara aliran *parallel flow* dan *counterflow*. Sehingga pada tugas akhir ini telah diturunkan persamaan untuk F dengan cara sederhana dengan menggunakan konsep *number of transfer unit*.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang didapatkan pada tugas akhir ini adalah:

- a. Persamaan NTU dengan bentuk tertutup telah diturunkan. persamaan dapat diatur ulang sehingga didapatkan solusi untuk $T_{h,o}$ dan F.
- b. Pengaruh NTU yang direpresentasikan sebagai NTUA pada tugas akhir ini terhadap temperatur keluaran dari fluida panas yaitu, semakin besar NTUA maka semakin kecil temperatur keluaran pada fluida panas, sedangkan pengaruh NTUA terhadap temperatur keluaran fluida dingin yaitu, semakin besar NTUA maka semakin besar temperatur keluaran pada fluida dingin. Temperatur keluaran juga merupakan fungsi dari r, semakin besar r maka semakin besar temperatur keluaran dari fluida panas dan dingin.
- c. Pengaruh NTUA terhadap LMTD *correction factor* (F) yaitu semakin besar NTUA maka semakin kecil nilai F. Selain itu LMTD *correction factor* juga merupakan fungsi r dan P, semakin besar nilai r maka semakin besar nilai F dan sebaliknya semakin besar nilai P maka semakin kecil nilai F.

5.2 Saran

Adapun saran pada tugas akhir ini adalah diperlukannya eksperimen terhadap *multipass shell and tube heat exchanger* skala laboratorium dikarenakan hasil eksperimen laboratorium akan merepresentasikan *heat exchanger* secara ideal. Data dari hasil eksperimen digunakan sebagai pembandingan dari hasil simulasi pada tugas akhir ini.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Aminuddin, M., 2016. Analytical Solution to Counterflow Heat Exchanger Subjected to External Heat Flux and Axial Conduction. *International Journal of Refrigeration*.
- Bowman, R., 1940. Mean Temperature Difference in Design. *Trans. ASME*, Volume 62, pp. 283-294.
- Bradley, J., 2007. Single-Stage and Multistage Mass Transfer: Simple Rate-Based Analytical Solution. *Chem Eng Commun*, Volume 194, pp. 417-440.
- Bradley, J., 2010. Counterflow, Crossflow and Cocurrent Flow Heat Transfer in Heat Exchanger: Analytical Solution Based on Transfer Units. *Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 46, pp. 381-394.
- Cengel, Y., 2004. *Heat Transfer: A Practical Approach 2nd Edition*. New York: McGraw-Hill.
- Chen, J., 2013. Two-Stream Counter-Flow Heat Exchanger Equation with Time-Varying Velocity. *Journal of Mathematical Analysis and Applications*, Volume 410, pp. 492-498.
- Incropera, F., 2011. *Fundamental of Heat and Mass Transfer 7th Edition*. New York: John Wiley & Sons.
- Kern, D., 1950. *Process Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill.
- Narayanan, S., 1998. Performance of a Counterflow Heat Exchanger with Heat Loss Through the Wall at Cold End. *Cryogenics*, Volume 39, pp. 43-52.
- Thulukkanam, K., 2000. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker.
- Vera, M., 2010. Exact Solution for the Conjugate Fluid-Fluid Problem in the Thermal Entrance Region of Laminar Counterflow Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 54, pp. 490-499.
- Vera, M., 2010. Laminar Counter Parallel-Plate Heat Exchangers: Exact and Approximate Solutions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 53, pp. 4885-4898.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis adalah anak pertama yang dilahirkan di Magetan, 25 Juli 1995. Pendidikan formal yang ditempuh penulis mulai dari SDN 2 Pelem Magetan pada tahun 2001, SMPN 1 Karangrejo Magetan pada tahun 2007, SMAN 3 Madiun pada tahun 2010, dan mengambil S1 Teknik Fisika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2013.

Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif dalam kegiatan organisasi seperti Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan sebagai staff divisi project development pada tahun 2014-2015 dan sebagai koordinator divisi project development pada tahun 2015-2016. Dalam Tugas Akhir ini penulis mengambil topik rekayasa energi. Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut terkait Tugas Akhir ini, dapat menghubungi penulis di rizarifaldy@gmail.com

